Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

CORSO DI FORMAZIONE ED AGGIORNAMENTO PROFESSIONALE PER ENERGY MANAGERS

(Legge n. 10/91 - art. 19)

e

PER ESPERTI IN GESTIONE DELL'ENERGIA

(Decreto Legislativo 30 maggio 2008 - n° 115, art. 16)

FEDERAZIONE ITALIANA PER L'USO RAZIONALE DELL'ENERGIA

Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

Roma: 15 Maggio 2015 - Hotel dei Congressi

Referente scientifico attività climatizzazione: ing. Nicolandrea Calabrese
andrea.calabrese@enea.it
www.climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it

Impianti di climatizzazione alimentati da Fonti energetiche rinnovabili: le pompe di calore elettriche reversibili

- riscaldamento invernale
- PDC: una soluzione consolidata in continua evoluzione
- L'influenza della temperatura delle sorgenti sulle prestazioni della PDC
- condizionamento estivo

TIPOLOGIE DI POMPE DI CALORE:

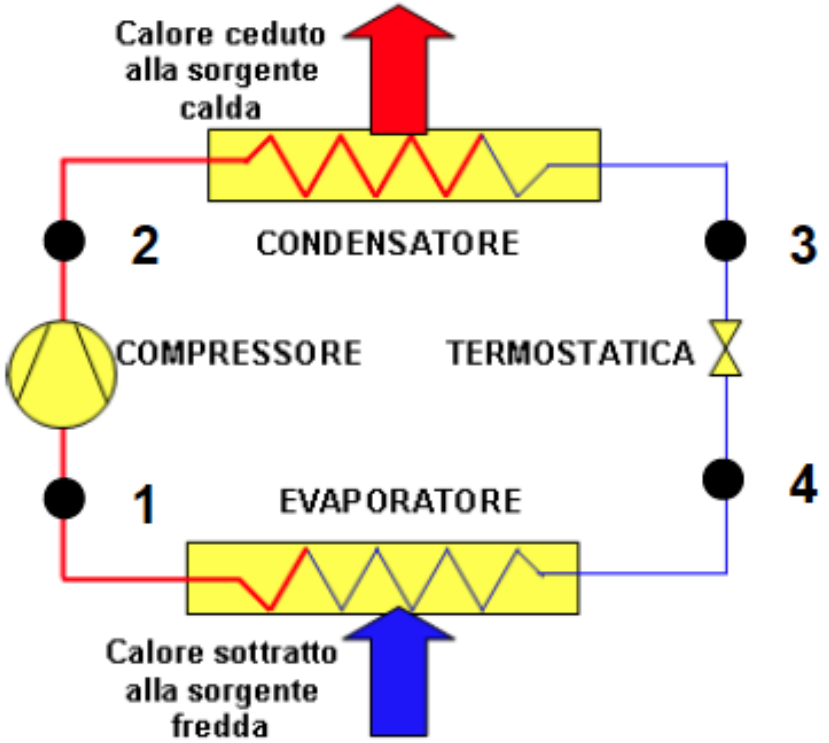
- **A COMPRESSIONE**
- **Elettriche** in cui il compressore è azionato da **motore elettrico**
- **A gas** in cui il compressore è azionato da un **motore a gas**

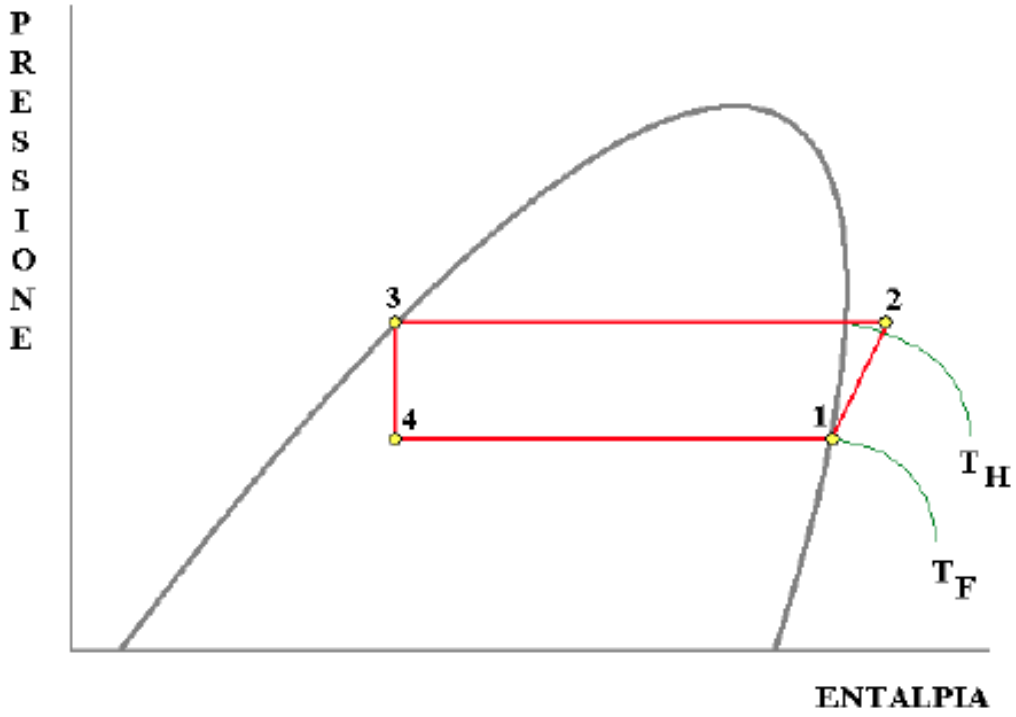
- **AD ASSORBIMENTO**
- Le pompe di calore ad assorbimento, analogamente agli impianti frigoriferi ad assorbimento, sfruttano la solubilità e l'elevata affinità tra due sostanze, di cui una funziona da refrigerante e l'altra da assorbente, per realizzare un ciclo dove **l'energia introdotta è prevalentemente termica**. Il lavoro meccanico della pompa è infatti pari a circa l'1% del calore introdotto nel generatore.

- **AD ADSORBIMENTO**
- Il funzionamento di questi sistemi è basato sulla capacità di alcuni solidi porosi (es. zeoliti, gel di silice, ecc.) di assorbire reversibilmente vapori non dannosi per l'ambiente (es. acqua).

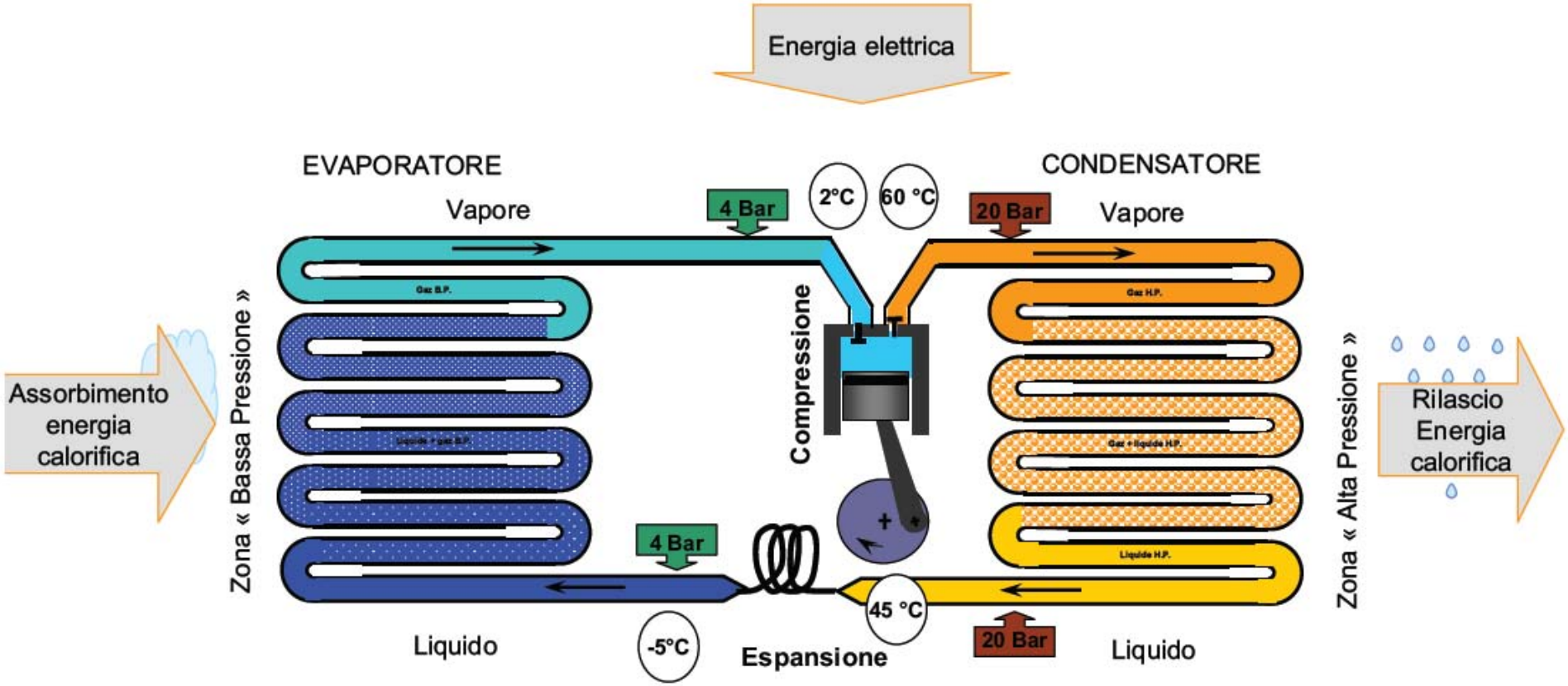
LA POMPA DI CALORE A COMPRESSIONE elettrica:

- **È una macchina che consente di trasferire energia termica**
- Da un corpo a bassa temperatura (**sorgente fredda**)
- Ad un corpo a temperatura maggiore (**sorgente calda**)
- Per effettuare questo trasferimento è necessario spendere, in alternativa:
- **energia meccanica (elettrica)**, che viene trasformata in calore



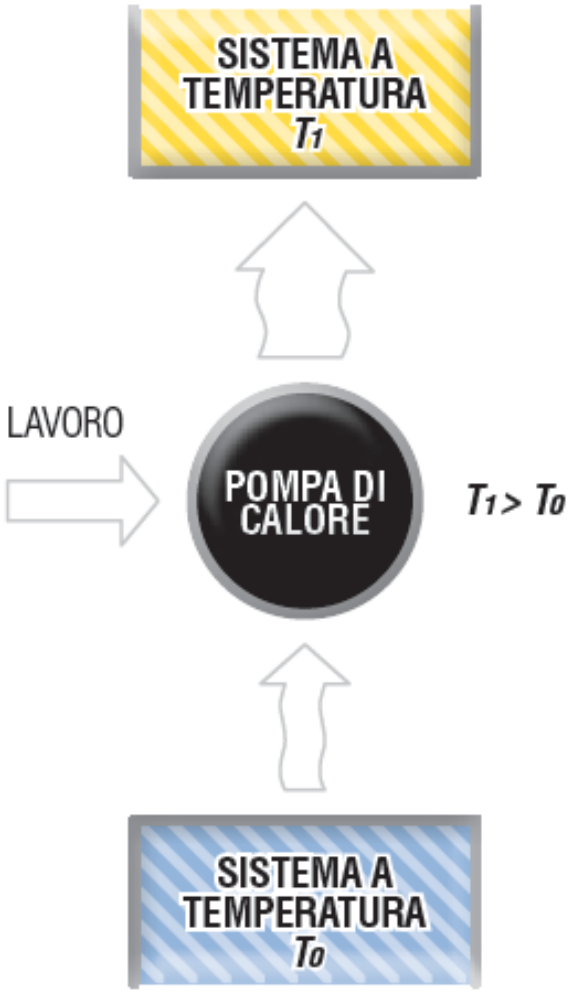


PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE



Fonte: http://www.atlantic-comfort.it/

MACCHINA DI CARNOT A CICLO INVERSO:



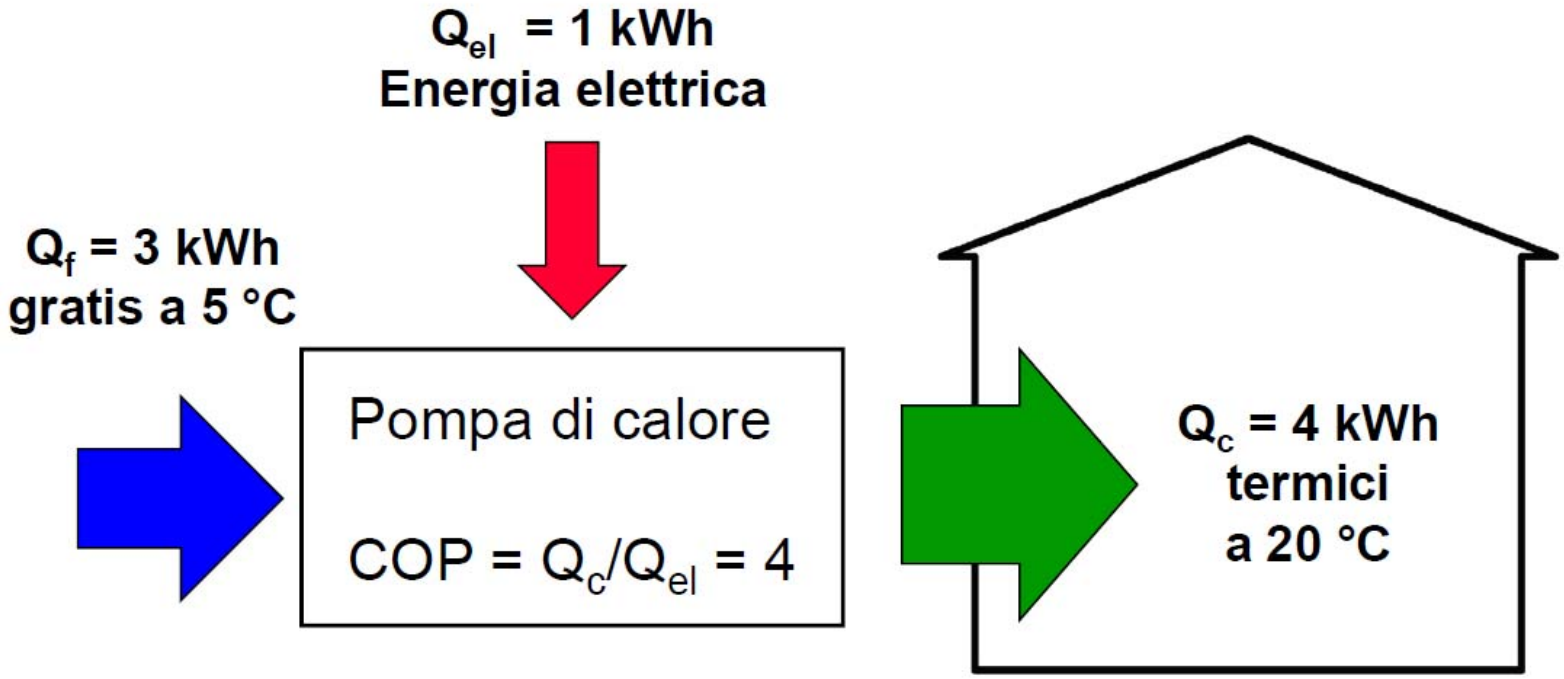
Se la macchina a ciclo diretto riceve la quantità di calore Q_1 dalla sorgente a temperatura T_1 e cede la quantità di calore Q_0 alla sorgente a temperatura T_0, trasformando in lavoro la quantità $L=Q_1-Q_0$, la macchina inversa riceve il lavoro L, sottrae la quantità di calore Q_0 dalla sorgente a temperatura più bassa, trasferendo la quantità di calore $Q_1=L+Q_0$ alla sorgente a temperatura più alta. Nel caso della pompa di calore, il risultato che interessa è la quantità di calore ottenuta dalla sorgente a più alta temperatura. Il comportamento della pompa di calore è allora qualificato dal coefficiente di effetto utile o COP:

$$COP = \frac{Q_1}{L} \qquad COP = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$$

Es. T_0=0° C e T_1=40° C

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{313}{313-273} = 7{,}8$$

POMPA DI CALORE: FUNZIONAMENTO INVERNALE

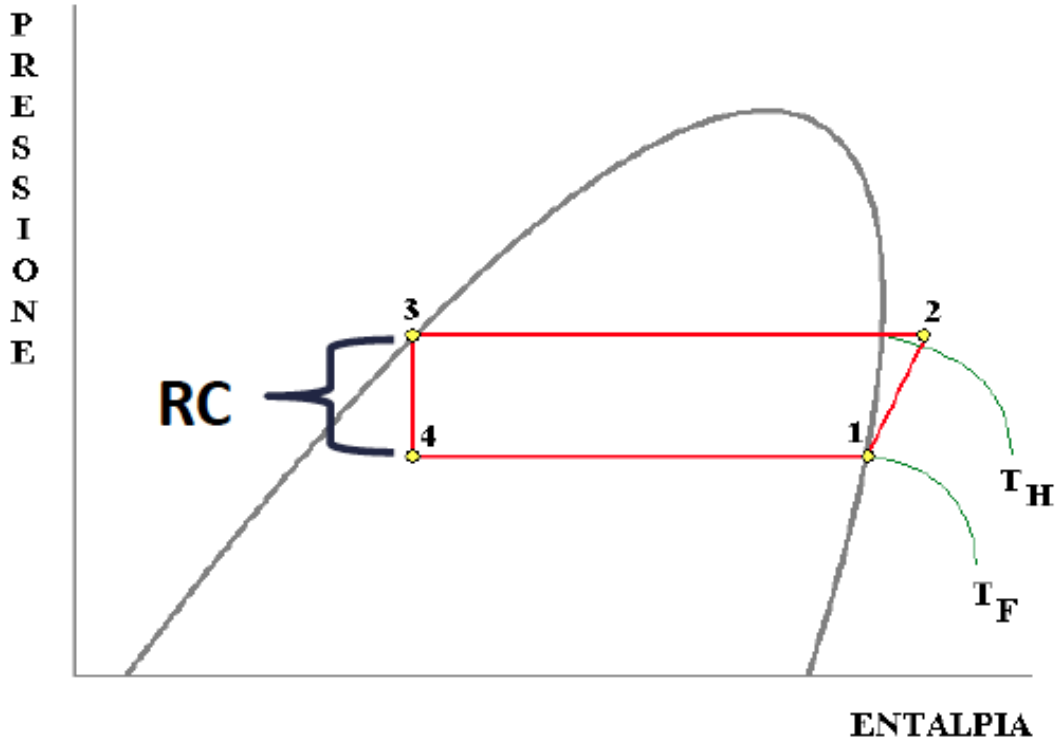


COP: rapporto fra il calore trasferito al pozzo caldo e l'energia assorbita

POMPA DI CALORE: FUNZIONAMENTO INVERNALE

RAPPORTO DI COMPRESSIONE

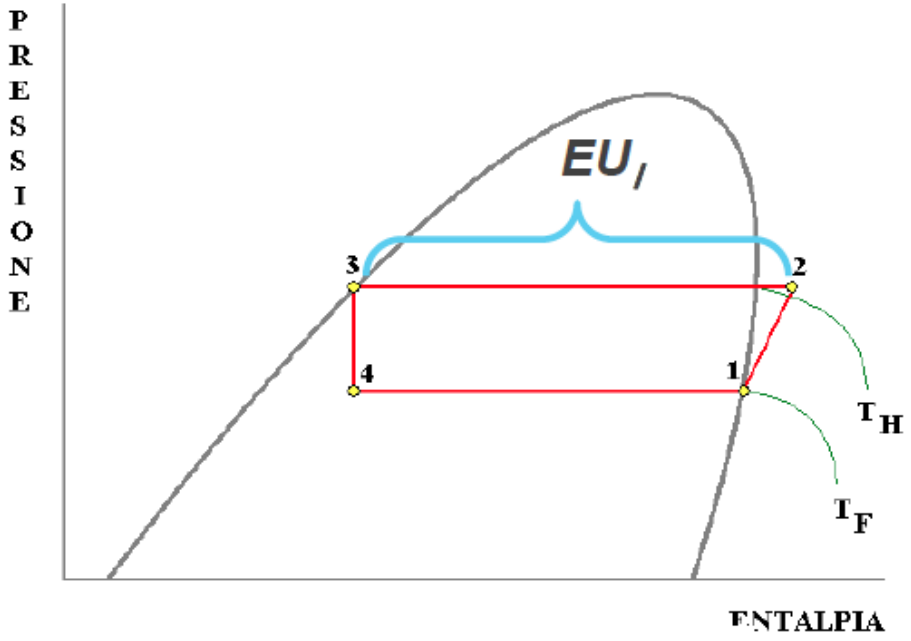
$$RC = \frac{pressione\ condensazione}{pressione\ evaporazione} = \frac{p_C}{p_E}$$



POMPA DI CALORE: FUNZIONAMENTO INVERNALE

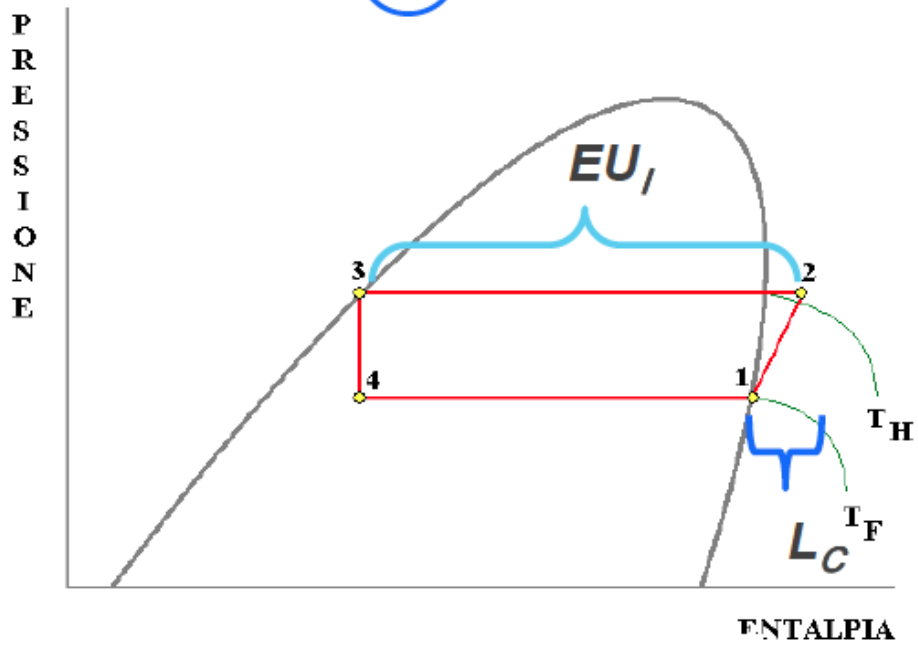
POTENZA IN CICLO INVERNALE

$$P_I = M\,EU_I = M\left(h_2 - h_3\right)$$



COP: EFFICIENZA ENERGETICA INVERNALE

$$COP_{TH} = \frac{EU_I}{L_C} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$



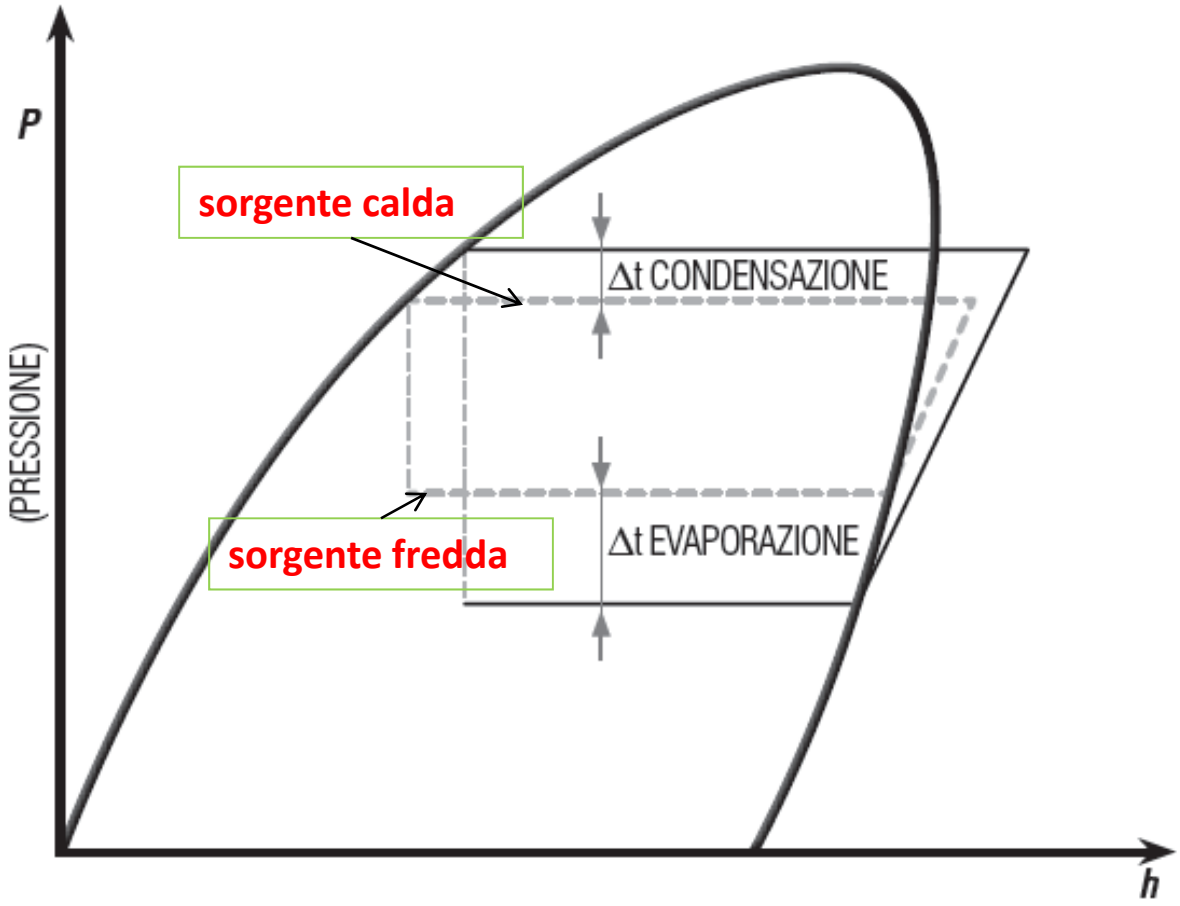
IL LAVORO DEL COMPRESSORE CONCORRE ALL'EFFETTO UTILE

PERCHE' IL COP SI RIDUCE:

La trasmissione del calore da un sistema ad un altro può avvenire soltanto se esiste una differenza di temperatura fra i due sistemi. La potenza termica scambiata Q è proporzionale alla differenza di temperatura T ed all'area di scambio S:

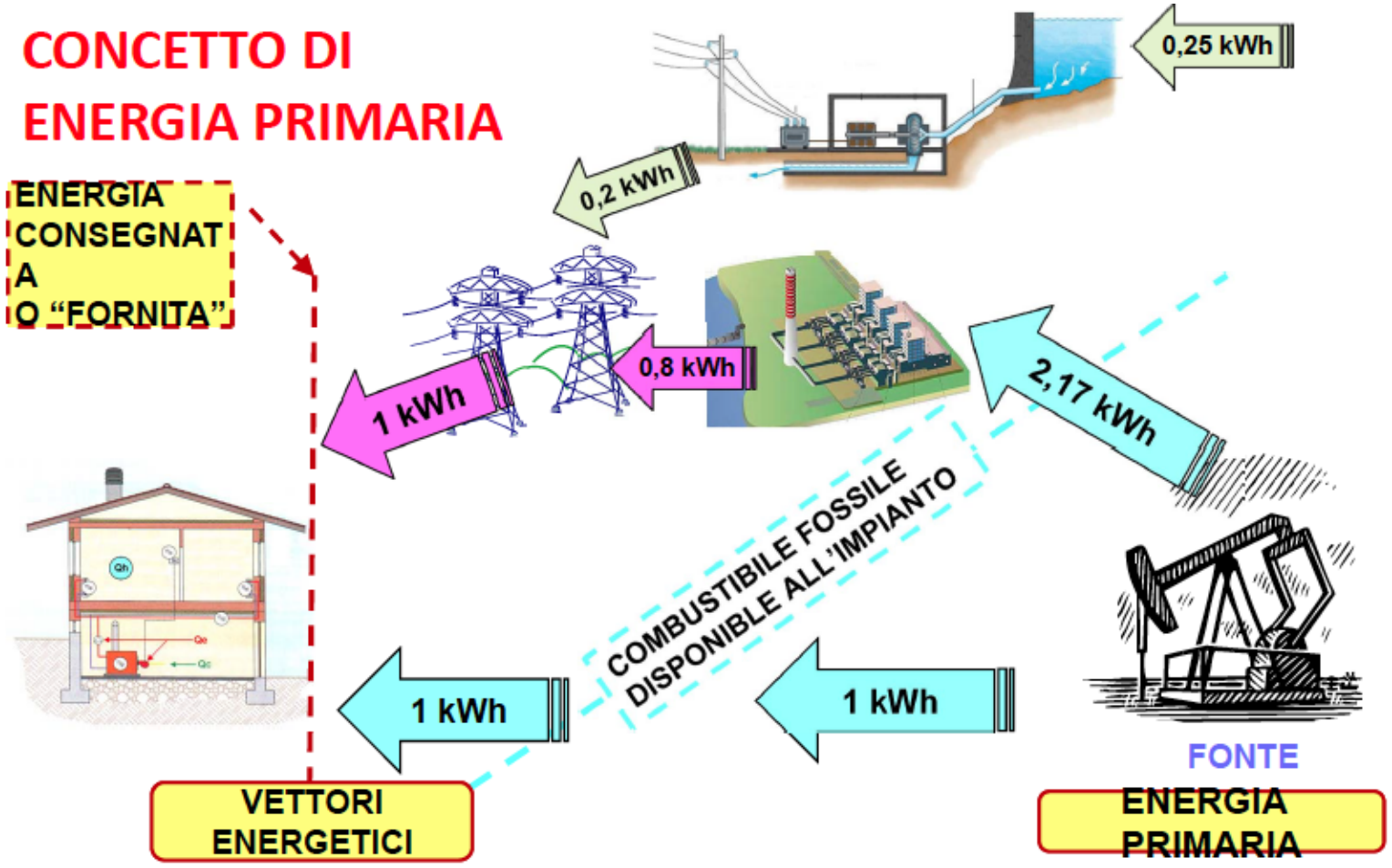
$$Q = KS\Delta T$$

Nella pompa di calore si avrà quindi che la sorgente fredda deve trovarsi a temperatura superiore a quella dell'evaporatore , perché possa cedere calore ad esso e la sorgente calda deve trovarsi a temperatura inferiore a quella del condensatore per ricevere calore. Si avrà quindi un maggior lavoro del compressore ed una minore quantità di calore sottratta alla sorgente fredda.



Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

I FATTORI DI CONVERSIONE IN USO IN ITALIA



RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

Prestazioni energetiche degli edifici – Determinazione della prestazione energetica per la classificazione dell'edificio

La Raccomandazione riporta $f_{P,nren}$= 30% a proposito delle biomasse, cioè la più recente indicazione normativa cogente che tiene conto del rendimento di filiera, risalente al D.M. 26 gennaio 2010 e attinente l'ammissibilità alle detrazioni fiscali del 55%.
In sostanza, la Raccomandazione CTI 14 si limita a codificare il metodo di calcolo, e "nelle more della pubblicazione di disposizioni legislative in materia" indica i fattori di energia primaria nel prospetto A.1.

Il gas naturale, il GPL e l'olio combustibile, ad esempio, a differenza di quello che si leggeva nelle bozze di ottobre, sono del tutto equiparati; l'energia elettrica di rete presenta $f_{P,nren}$ =2,174 e $f_{P,ren}$=0 (come se non esistessero diverse provenienze dell'energia nella rete ENEL: **2,174 = 1/0,46** ovvero l'inverso del rendimento convenzionale della rete).
Per l'energia elettrica temporaneamente esportata e riconsegnata su base annua (produzione di FER immessa in rete in attesa di compensazione, ved. scambio sul posto per il FV) si deve usare $f_{P,el,rdel}$ = 0. Per l'energia elettrica esportata da FV si deve usare $f_{P,el,exp,fv}$ = 0. Per l'energia elettrica esportata da cogenerazione si deve usare $f_{P,el,exp,CG}$ = 2,174 ove provenga da combustibili non rinnovabili.

RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

Prestazioni energetiche degli edifici – Determinazione della prestazione energetica per la classificazione dell'edificio

6. DEFINIZIONE DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA

Il fabbisogno di energia primaria non rinnovabile globale dell'edificio è dato da:

$$Q_{P,nren,gl} = \Sigma_k \, (Q_{P,nren,k}) = Q_{P,nren,H} + Q_{P,nren,C} + Q_{P,nren,W} + Q_{P,nren,V} + Q_{P,nren,L} \quad [kWh] \quad (1)$$

dove:

$Q_{P,nren,gl}$	è l'energia primaria non rinnovabile globale;
$Q_{P,nren,k}$	è l'energia primaria non rinnovabile per il servizio energetico *k-esimo*;
$Q_{P,nren,H}$	è l'energia primaria non rinnovabile per la climatizzazione invernale;
$Q_{P,nren,C}$	è l'energia primaria non rinnovabile per la climatizzazione estiva;
$Q_{P,nren,W}$	è l'energia primaria non rinnovabile per la produzione di acqua calda sanitaria;
$Q_{P,nren,V}$	è l'energia primaria non rinnovabile per la ventilazione;
$Q_{P,nren,L}$	è l'energia primaria non rinnovabile per l'illuminazione.

Fonte: RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

Prestazioni energetiche degli edifici – Determinazione della prestazione energetica per la classificazione dell'edificio

Prospetto 3 - Fabbisogni termici ed elettrici dell'edificio

Servizio energetico	1 - Fabbisogno di energia utile ideale (energy need)	2 - Perdite impianto (al netto dei recuperi)	3 - Fabbisogno di energia termica utile in uscita della generazione[a)]	4 - Fabbisogno di energia elettrica
1. Climatizzazione invernale	$Q_{H,nd}$ da UNI/TS 11300-1	$Q_{H,ls,ngn}$ [b)] da UNI/TS 11300-2	$Q_{H,gn,out}$ da UNI/TS 11300-2	$Q_{H,aux,el\ ngn}$ da UNI/TS 11300-2
2. Climatizzazione estiva	$Q_{C,nd}$ da UNI/TS 11300-1	$Q_{C,ls,ngn}$ [c)] da UNI/TS 11300-3	$Q_{C,gn,out}$ [d)] da UNI/TS 11300-3	$Q_{C,aux,el,ngn}$ [e)] da UNI/TS 11300-3
3. Acqua Calda Sanitaria	$Q_{W,nd}$ [f)] da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,ls,ngn}$ [g)] da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,gn,out}$ da UNI/TS 11300-2	$Q_{W,aux,el,ngn}$ da UNI/TS 11300-2
4. Ventilazione[(h)]	Nota: Appendice B	-	-	$Q_{V,el}$ Nota: Appendice B
5. Illuminazione[(h)]		-	-	$Q_{L,el}$ prUNI/TS 11300-2 [i)]

Fonte: RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

RACCOMANDAZIONE CTI 14 (febbraio 2013)

Prestazioni energetiche degli edifici – Determinazione della prestazione energetica per la classificazione dell'edificio

Prospetto A.1 - Fattori di energia primaria dei vettori energetici

Vettore energetico	$f_{P,nren}$	$f_{P,ren}$	f_P
Gas naturale	1	0	1
GPL	1	0	1
Olio combustibile	1	0	1
Biomasse solide, liquide e gassose*	0,3	0,7	1
Energia elettrica da rete	2,174	0	2,174
Teleriscaldamento	**	-	-
* *come definite dall'allegato X del D.Lgs 152 del 3 aprile 2006* ** *valore dichiarato dal fornitore*			

Si può tenere conto (**o meno…come in questo caso**) dei seguenti costi energetici aggiuntivi:

- l'energia spesa per il trasporto dalla fonte al punto di consegna;
- l'energia spesa per la costruzione delle infrastrutture di trasporto e delle apparecchiature.

Prospetto A.2 - Fattori di energia primaria dell'energia elettrica temporaneamente esportata in rete e riconsegnata

Energia elettrica temporaneamente esportata e riconsegnata su base annua $f_{P,el,rdel}$	0

Prospetto A.3 - Fattori di energia primaria dell'energia elettrica esportata

Energia elettrica esportata da fotovoltaico $f_{P,el,exp,FV}$	0
Energia elettrica esportata da cogenerazione $f_{P,el,exp,CG}$ * *(combustibili non rinnovabili)*	2,174
* *fattore da utilizzare per il calcolo al punto 9.2.2. Il fattore è basato sul rendimento di produzione della rete elettrica nazionale pari a 0,46 con combustibili non rinnovabili.*	

UNI/TS 11300-4:2012

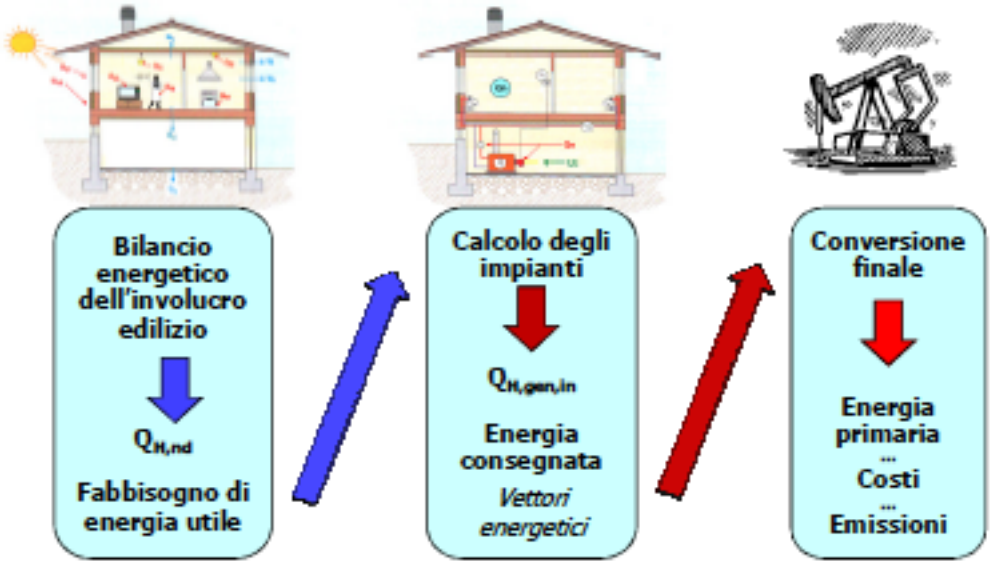
Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

I FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA

Il calcolo della prestazione energetica dei sistemi edificio-impianto comprende i seguenti passi:

1. calcolo del **fabbisogno di energia utile** dell'involucro edilizio;
2. calcolo dell'**energia consegnata o fornita** degli impianti, cioè della quantità di energia utilizzata dagli impianti sotto forma di vettori energetici (combustibili, energia elettrica, radiazione solare, calore da teleriscaldamento), per soddisfare il fabbisogno di energia utile;
3. conversione dell'energia fornita in **energia primaria**, cioè energia prelevata dalle fonti energetiche.

Il procedimento è illustrato nella figura 1.



UNI/TS 11300-4:2012

Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria

I FATTORI DI CONVERSIONE IN ENERGIA PRIMARIA

L'ultimo passo è necessario perchè, per valutare il consumo di fonti energetiche per fornire i servizi di climatizzazione dell'edificio, occorre tenere conto di ciò che succede dal punto di prelievo dell'energia alle fonti fino al punto di consegna all'impianto.

L'energia primaria è quella che viene fornita dalle "fonti", cioè "energia che non ha (ancora) subito alcun processo di trasformazione e conversione".

L'energia primaria si divide in due tipologie fondamentali dal significato evidente:

- l'energia primaria rinnovabile (radiazione solare, vento…);
- **l'energia primaria non rinnovabile** (combustibili fossili).

I fattori di conversione in energia primaria esprimono quindi il rapporto fra i kWh prelevati alla fonte ed i rispettivi kWh consegnati all'impianto.

PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE

Da: *Andrea Calabrese [mailto:andrea.calabrese@enea.it]*
Inviato: *martedì 12 febbraio 2013 15:25*
A: *'XXXXXXXXXX'*
Oggetto: *R: R: ENERGIA ED AMBIENTE*

Gent.mo Dott. XXXXX,
vediamo un nuovo caso: stufa a gas.
Le allego la tabella dei fattori di conversione utilizzati per convertire i valori dei vari vettori energetici in ENERGIA PRIMARIA (Energia che non ha subito alcun processo di trasformazione).
Nel caso di stufa a gas io ho un fattore di conversione in ENERGIA NON RINNOVABILE pari a 1.
Significa dire che:

a) pompa di calore con COP 4*: per ottenere 4 kWh termici si ha un consumo di 1 kWh elettrico e quindi di* ***2,18*** *in termini di energia primaria non rinnovabile;*

b) stufa a gas (in allegato scheda tecnico con rendimento 92%): *per ottenere 4 kWh termici si ha un consumo di 4,35 kWh di gas e quindi* ***4,34*1 = 4,35*** *in termini di energia primaria non rinnovabile.*

c) resistenza elettrica (COP 1): *per ottenere 4 kWh termici si ha un consumo di 4 kWh elettrici e quindi di* ***4*2,18 = 8,72*** *in termini di energia primaria non rinnovabile;*

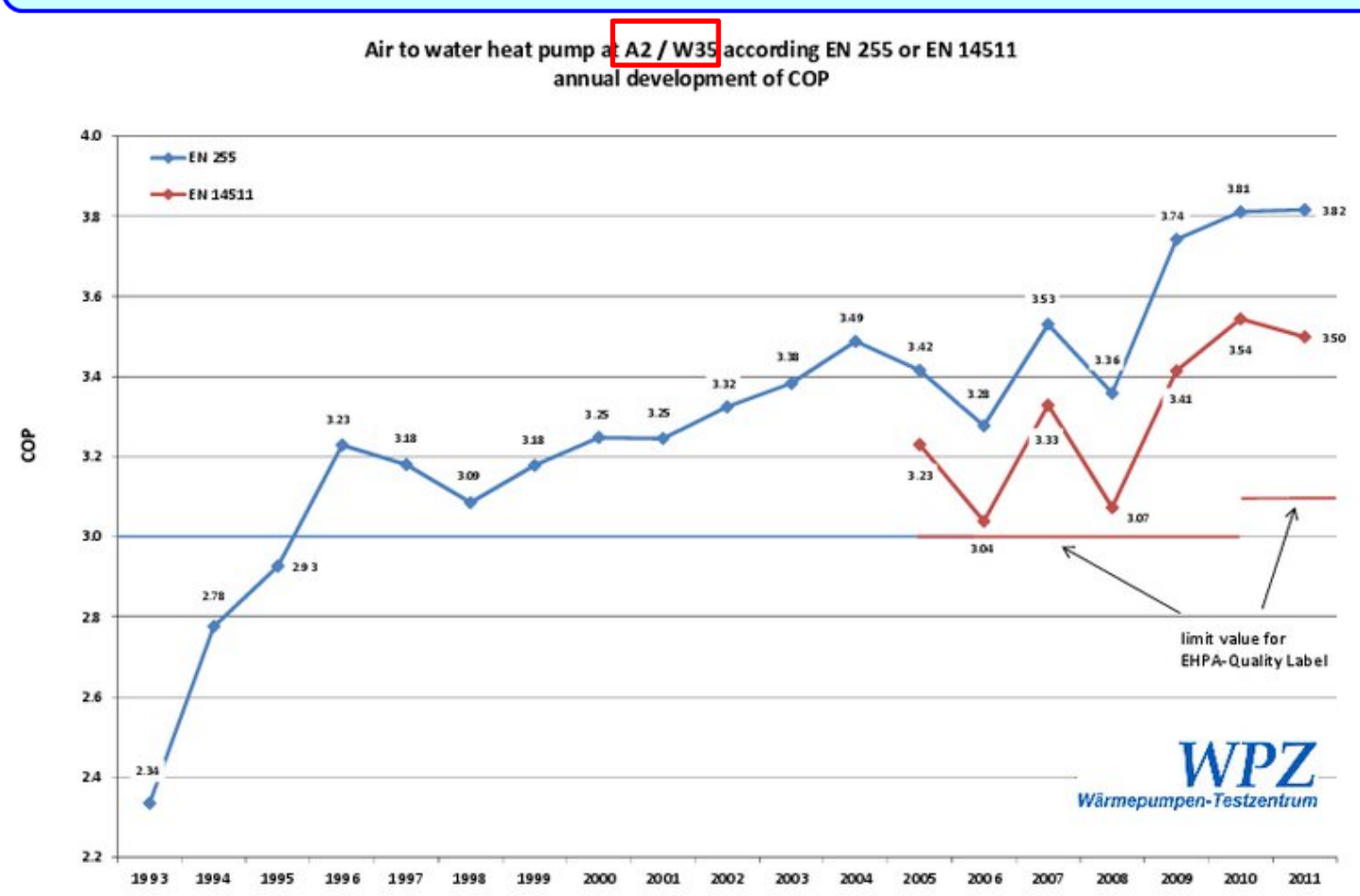
Il caso b) è migliore del caso c) ma sempre di gran lunga inferiore rispetto al caso a).

Saluti,

Ing. Andrea Calabrese
ENEA Casaccia - Unità: UTTEI-TERM

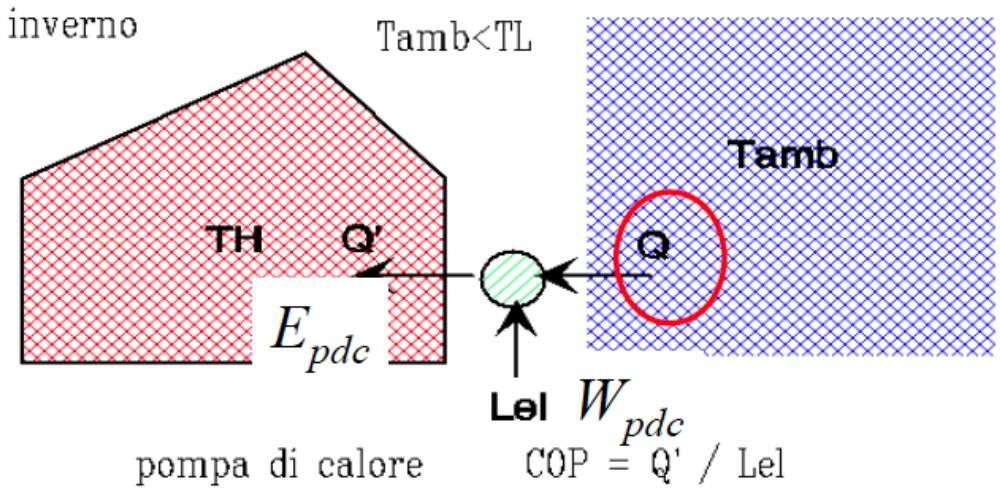
UNA SOLUZIONE CONSOLIDATA IN CONTINUA EVOLUZIONE

COP: rapporto fra il calore trasferito al pozzo caldo e l'energia assorbita



http://www.ntb.ch/ies/competences/heat-pump-test-center-wpz.html?L=1

CALCOLO QUOTA RINNOVABILE POMPA DI CALORE



SCOP (= SPF) è il COP Stagionale, dato dal rapporto tra tutta l'energia fornita dalla pompa di calore e l'energia assorbita durante la stagione considerata.

$$SCOP = SPF = \frac{E_{pdc}}{W_{pdc}} = \frac{\sum_k E_{pdc,mese(k)}}{\sum_k W_{pdc,mese(k)}}$$

UNI/TS 11300-4:2012 "POMPE DI CALORE"

prospetto 25 **Condizioni di riferimento per i dati prestazionali forniti dal fabbricante. Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato**

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria[1)]	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico[2)]			Temperatura pozzo caldo produzione acs[3)]	
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55

1) Temperatura di ripresa.
2) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 25 °C, 65 °C.
3) Per almeno una delle temperature indicate.

prospetto 26 **Condizioni di riferimento per i dati prestazionali forniti dal fabbricante. Pompe di calore per sola produzione acqua calda sanitaria**

Pompa di calore	Temperatura sorgente fredda (aria)				Temperatura pozzo caldo produzione acs[1)]
Sola produzione acs	7	15	20	35	55

1) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 45 °C, 65 °C.

UNI/TS 11300-4:2012 "POMPE DI CALORE"

9.4.4 Prestazioni a fattore di carico CR ridotto

In mancanza di tali dati si procede come segue:

1) Per le pompe di calore a potenza fissa con funzionamento "on/off" si utilizzano le equazioni della UNI EN 14825 con i relativi valori delle equazioni specificate della UNI EN 14825 qui di seguito riportate.

Pompe di calore aria/aria, antigelo/aria, acqua/aria:

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \times (1 - C_d \times (1 - CR)) \quad (56)$$

Pompe di calore aria/acqua, antigelo/acqua, acqua/acqua:

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \times CR/((1 - Cc) \times CR + Cc) \quad (57)$$

dove:

$COP_{A,B,C,D}$ COP nelle condizioni A, B, C, D secondo UNI EN 14825;

COP_{DC} COP a pieno carico dichiarato nelle condizioni di temperatura a cui sono riferite le prestazioni a carico parziale;

Cc Fattore di correzione dichiarato. In mancanza di tale dato si assume 0,9;

C_d Fattore di correzione dichiarato. In mancanza di tale dato si assume 0,25;

CR Fattore di carico macchina (capacity ratio).

2) Per le pompe di calore a gradini come definite dalla UNI EN 14825 si utilizzano le stesse equazioni con le modalità specificate nella UNI EN 14825.

3) Per le pompe di calore a potenza variabile in mancanza dei dati previsti dalla UNI EN 14825 si assume un coefficiente correttivo pari a 1 sino al fattore di carico CR = 0,5 (o sino al valore minimo di modulazione se questo è diverso da 0,5) e al di sotto di tale valore CR si procede come al punto 1.

UNI/TS 11300-4:2012 "POMPE DI CALORE"

9.5.2 Intervalli di calcolo

L'intervallo di calcolo assunto dalla presente specifica tecnica è il mese. In determinati casi un'unica coppia di temperature medie (sorgente fredda e pozzo caldo) riferita all'intero intervallo di calcolo non è adeguata per effettuare una valutazione sufficientemente corretta.

In questi casi il periodo di calcolo viene suddiviso in intervalli di durata minore definiti bin.

La ripartizione in bin si può applicare:

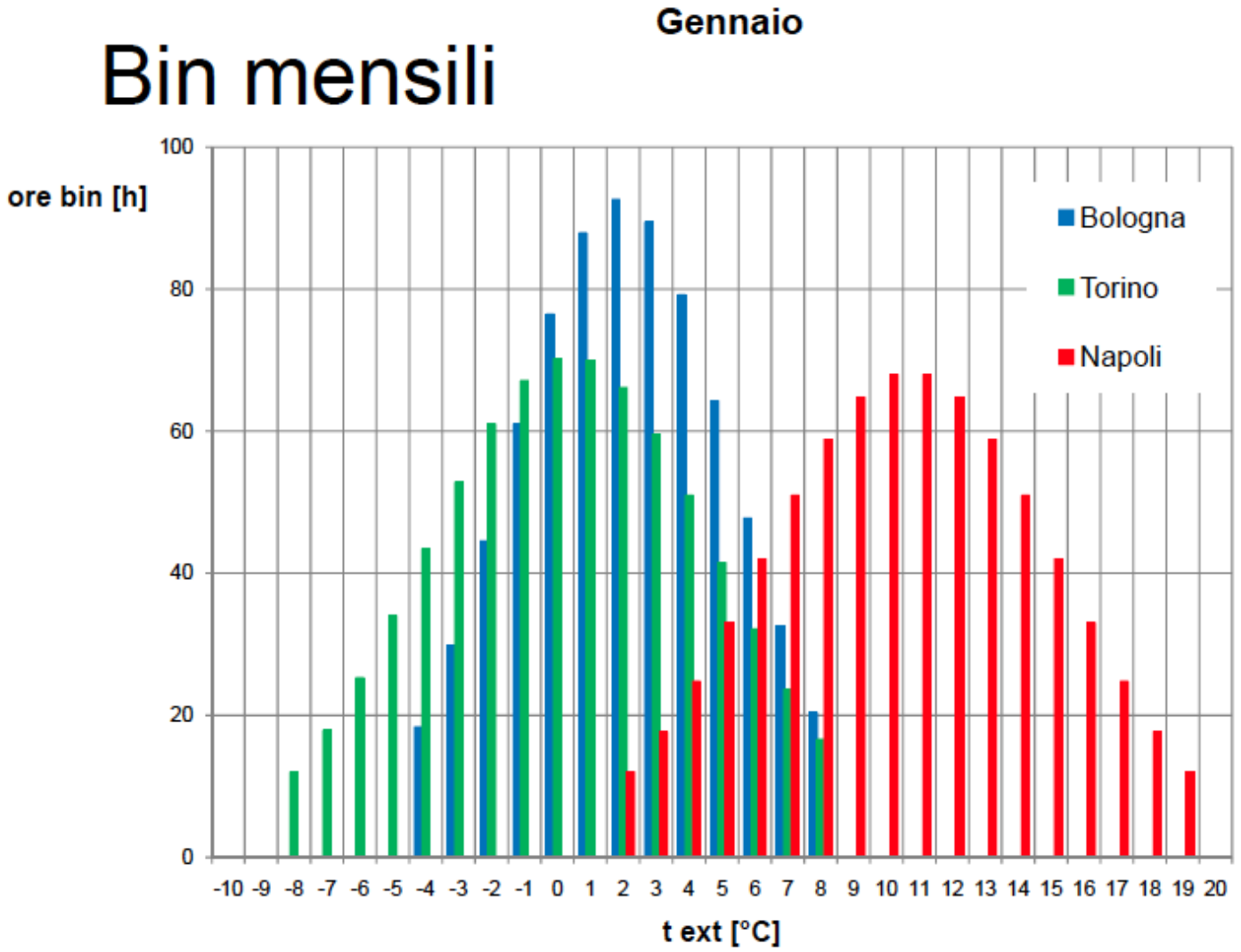
- all'intervallo di calcolo stagionale;
- all'intervallo di calcolo mensile.

Il primo può essere utilizzato solo per valutazioni su base annua generalmente finalizzate per determinare le prestazioni di una determinata pompa di calore in particolari condizioni di esercizio (per esempio come nella UNI EN 14825 per il calcolo del coefficiente di prestazione medio stagionale SCOP).

prospetto 29 **Intervalli di calcolo**

Sorgente fredda	Pozzo caldo		
	Aria[1)]	Acqua a temperatura costante	Acqua a temperatura variabile[2)]
Aria esterna	Bin mensili	Bin mensili	Bin mensili

UNI/TS 11300-4:2012 “POMPE DI CALORE”



CALCOLO QUOTA RINNOVABILE POMPA DI CALORE

Affinché una pompa di calore sia impianto ad energia rinnovabile, occorre che sia caratterizzata da un rendimento minimo stagionale SCOP tale (secondo direttiva 28/2009/CE) :

$$\eta_{el} * SCOP \geq 1,15$$

dove:

- Ciò significa che $SCOP_{minimo} = 1,15 / 0,46 = 2,5$

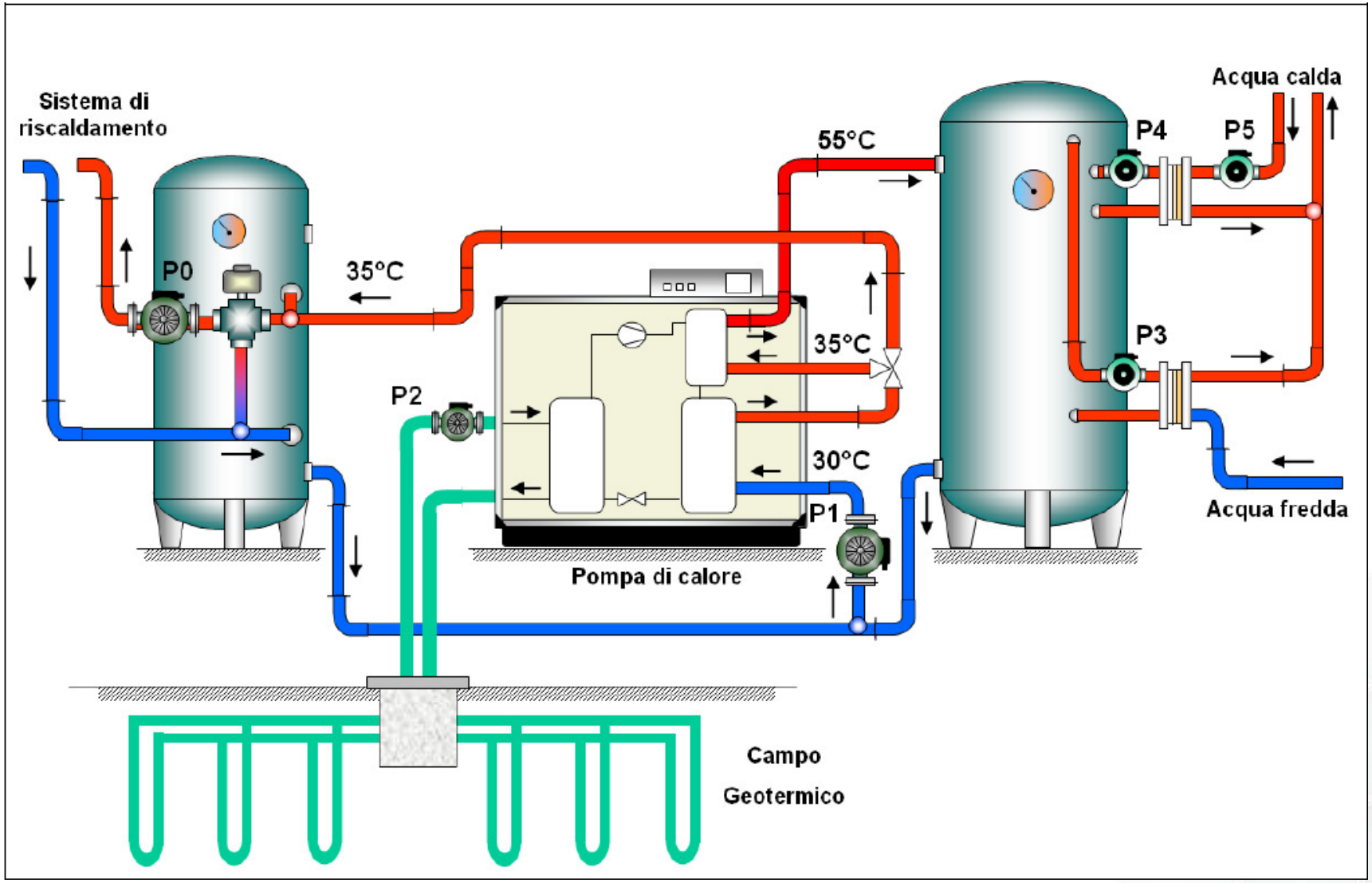
SORGENTI TERMICHE:

- Aria esterna;
- Flusso di scarto (aria di ventilazione).

- Acque superficiali (laghi, mare, corsi d'acqua);
- Acque sotterranee.

SORGENTE	ACCESSIBILITÀ	DISPONIBILITÀ NEL TEMPO	COSTO INIZIALE	COSTO OPERATIVO	LIVELLO TERMICO	VARIAZIONI NELLA TEMPERATURA	GRADO DI STANDARDIZZABILITÀ
Aria	****	****	****	*	**	*	****
Acque sotterranee	**	****	**	**	****	****	****
Acque superficiali	**	***	***	***	***	**	***
Terreno	***	****	**	**	***	***	***
Solare	**	**	*	***	***	*	**
Recupero	**	**	**	**	****	***	**

SCHEMA IMPIANTO A POMPA DI CALORE GEOTERMICA



PARAMETRI TIPICI DI FUNZIONAMENTO DI UNA PDC R 410A

Modello TERRA SW HGL

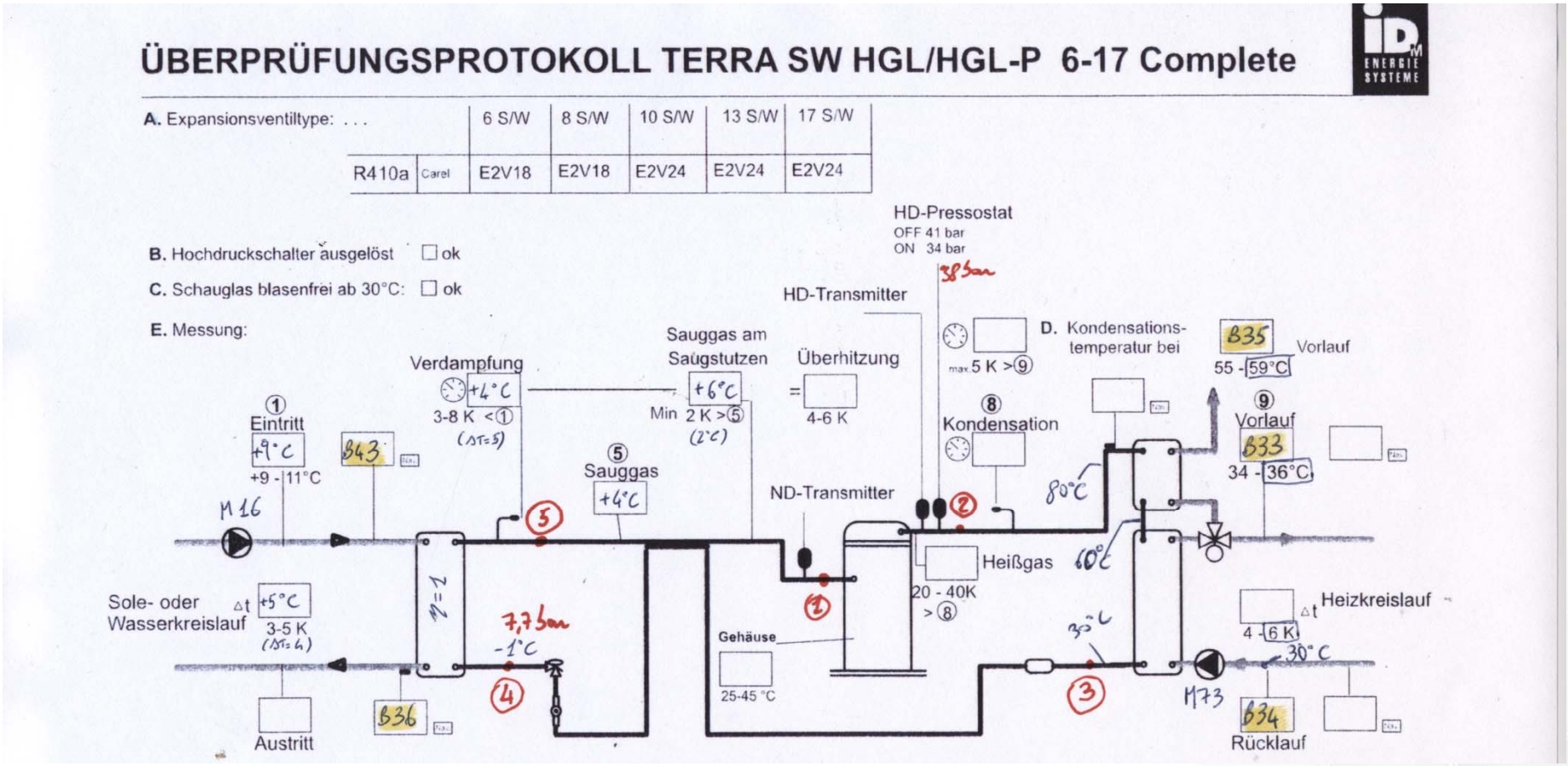
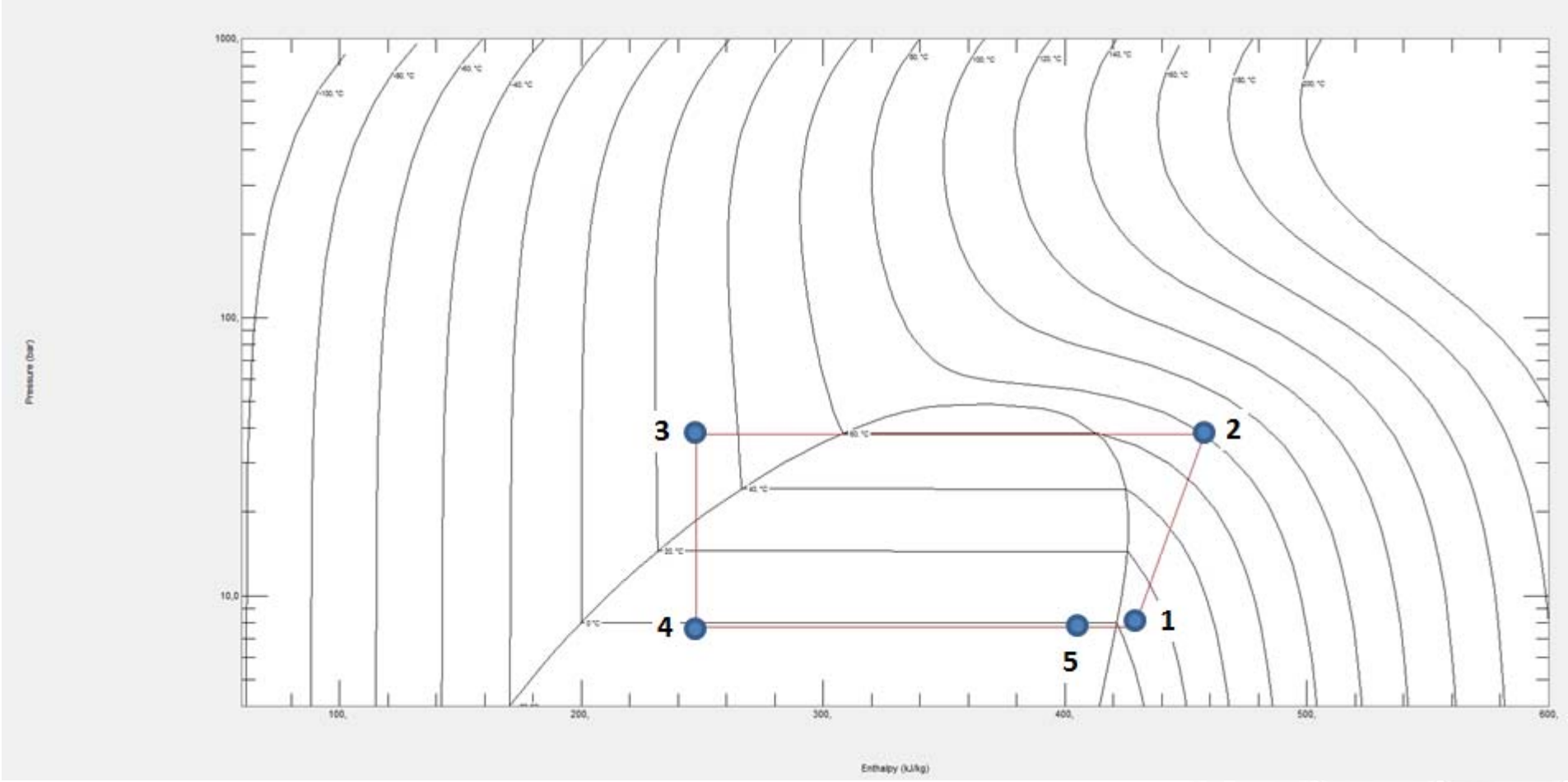


DIAGRAMMA P-h PDC TERRA

Refrigerante R 410A

	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	6,0000	7,7000	28,102	428,68	1,8405	Superheated
2	80,000	38,000	138,68	457,57	1,7913	Superheated
3	30,000	38,000	1053,1	247,29	1,1548	Subcooled
4	-1,2007	7,7000	122,86	247,29	1,1740	0,21659



Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

TERRA

Wärmepumpe / Heat Pump / Pompa di calore

Type / Type / Tipo			**TERRA SW 8 Complete HGL**
Baujahr / Year of construction / Anno di costruzione:			2013
Heizleistung / Heating capacity / Resa termica:	bei / at / con	*S0/W35*	7,56 kW
	bei / at / con	*W10/W35*	9,62 kW
Elektrische Leistungsaufnahme / Electrical power consumption / Assorbimento elettrico:	bei / at / con	*S0/W35*	1,66 kW
	bei / at / con	*W10/W35*	1,64 kW
COP	bei / at / con	*S0/W35*	4,55
	bei / at / con	*W10/W35*	
EER	bei / at / con	*S15/W7*	5,61

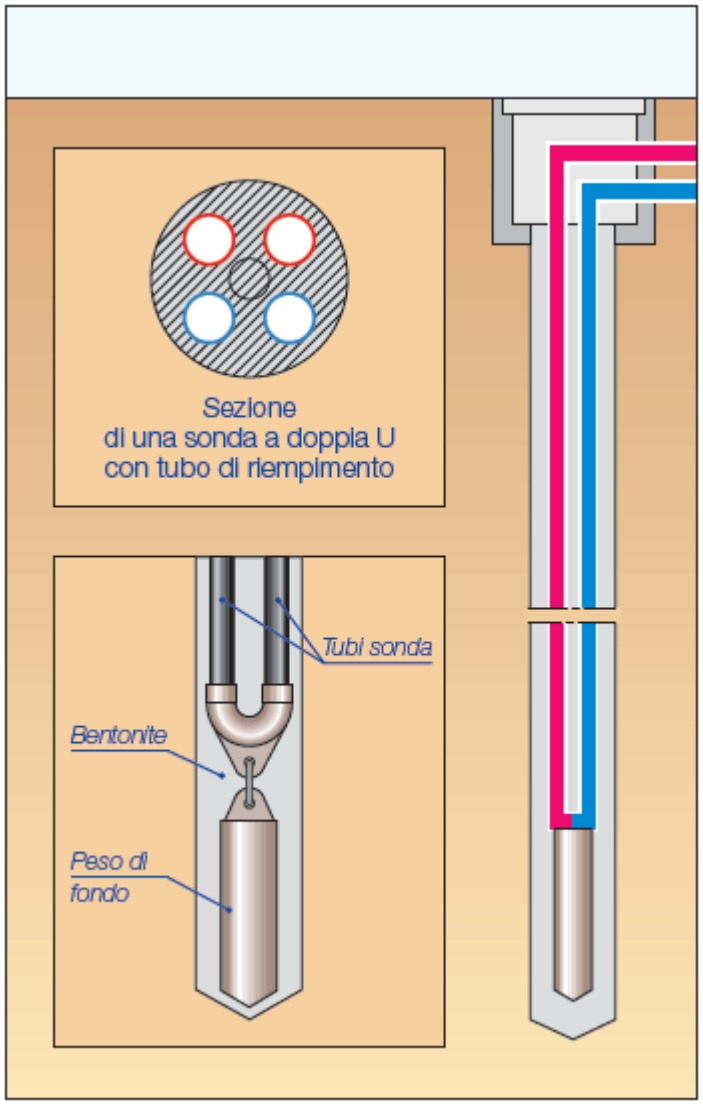
**nach EN 14511 / to EN 14511 / in base a EN 14511*

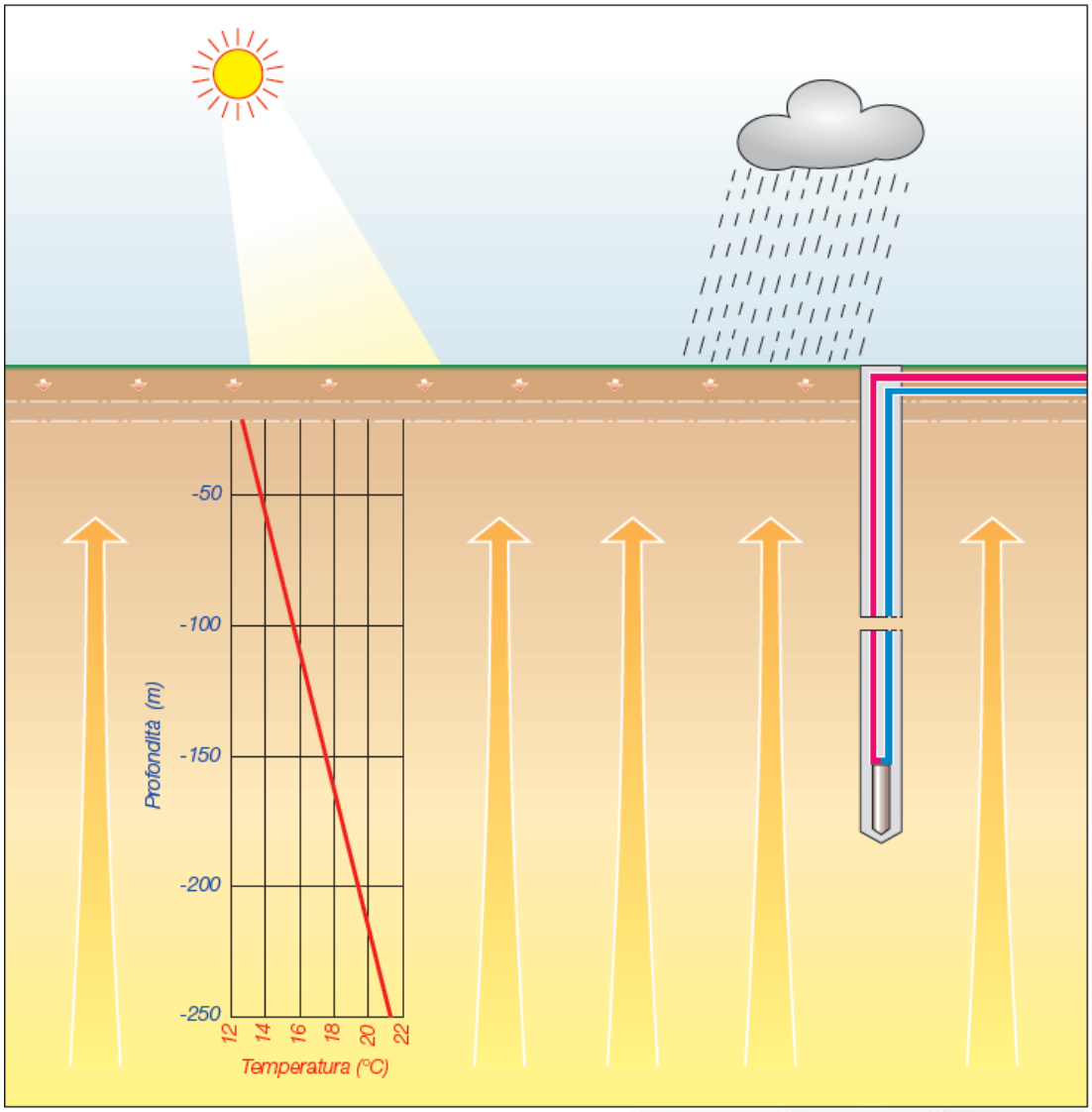
Spannungsversorgung / Power supply / Simbolo per tipo di linea:	3x400V+N/50Hz ~ 1x230V/50Hz ~
Stromaufnahme Kompressor / Current consumption compressor / Assorbimento elettrico del compressore:	6,2 A

Stromaufnahme ohne Berücksichtigung zusätzlicher bauseitiger Komponenten!
Current consumption without consideration of additional components supplied by others!
Assorbimento elettrico non comprensivo dei componenti a parte!

Max. Wasservorlauftemperatur / Max. water flow temperature / Temperatura di mandata massima:	62°C
Kältemittel / Refrigerant / Freon:	R 410 A
Kältemittelfüllmenge / Refrigerant charge / Contenuto freon:	1,60 kg
Max. Druck / Max. pressure / Pressione max.:	42 bar

IMPIANTI GEOTERMICI: scambiatori ad alta profondità





IMPIANTI GEOTERMICI: scambiatori ad alta profondità

Rese termiche specifiche per sonde geotermiche

Tipo sottosuolo	*Conducibilità termica (W/mK)*	*Potenza estraibile (W/m)*	
		1800 ore	*2400 ore*
Valori guida generali:			
Sottosuolo povero (sedimento secco)	*<1,5*	*25*	*20*
Rocce e terreni sciolti saturi d'acqua	*1,5-3,0*	*60*	*50*
Rocce ad alta conduttività termica	*> 3,0*	*84*	*70*
Tipologia roccia/terreno:			
Ghiaia, sabbia, asciutta	*0,4*	*< 25*	*< 20*
Ghiaia, sabbia, saturi d'acqua	*1,8-2,4*	*65–80*	*55–65*
Argilla, terriccio, umido	*1,7*	*35–50*	*30–40*
Calcare (massiccio)	*2,8*	*55–70*	*45–60*
Arenaria	*2,3*	*65–80*	*55–65*
Magmatite siliceea (ad esempio, granito)	*3,4*	*65–85*	*55–70*
Magmatite basica (ad esempio, basalto)	*1,7*	*40–65*	*35–55*
Gneiss	*2,9*	*70–85*	*60–70*

– estrazione del solo calore
– la lunghezza della singola sonda deve essere compresa tra 40 e 100 m
– la distanza più piccola tra due sonde geotermiche deve essere:
- almeno 5 m per le lunghezze foro scambiatore di calore da 40 a 50 m
- almeno 6 m per le lunghezze foro scambiatore di calore > 50 m a 100 m
– sonde geotermiche con tubi a doppio U con DN 20, 25 o DN DN 32 o sonde coassiali con un diametro minimo di 60 mm
– non applicabile per un'alta concentrazione di sonde su una zona limitata

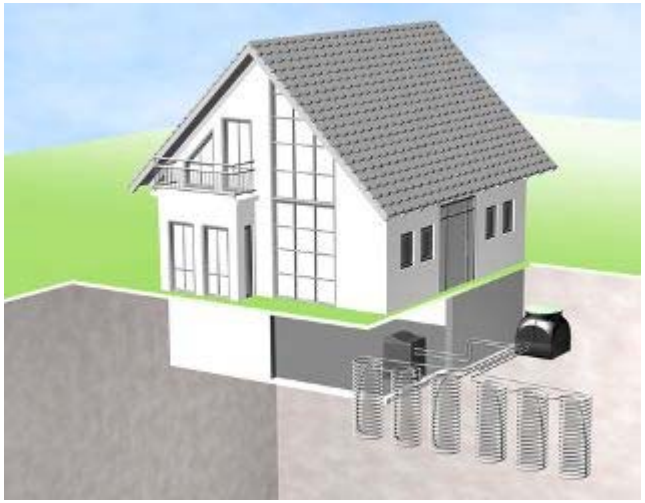
IMPIANTI GEOTERMICI: collettori geotermici orizzontali

- Sistema applicabile con tubazioni in PE-Xa, PE 100
- Scavo di posa nell'ambito dei 2 m. di profondità dal piano campagna
- Interasse di posa >0,50 Ml. < 0,70 Ml.
- Posa delle tubazioni in aree piane sbancate o in trincee appositamente dimensionate

FONTE: REHAU

IMPIANTI GEOTERMICI: scambiatori a bassa profondità

REHAU HELIX



FONTE: REHAU

IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA

COME FUNZIONA

L'acqua che scorre nel circuito idraulico a due tubi funge, a seconda delle esigenze, da fonte calda e/o fredda per le pompe di calore collegate all'anello la quale cedono o sottraggono calore all'anello stesso.
Da ciò nasce la necessità, per un buon funzionamento dell'impianto, di sistemi collegati allo stesso che mantengono l'acqua dell'anello entro un fissato "range" di temperatura.
Tale "range" è tra un valore minimo d'ingresso alle unità di 15 ° C e massimo in ingresso alle stesse di 29 ° C per tutto l'anno: a tali condizioni le tubazioni d'anello non necessitano coibentazione.
L'impianto si completa con l'installazione di due pompe, una di riserva all'altra, per la circolazione dell'acqua e da un filtro dimensionato per la portata totale dell'anello.

IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA
COME FUNZIONA

Unità di smaltimento ed apporto di calore all'anello

Rispettivamente raffreddano o riscaldano l'acqua d'anello per mantenere la temperatura entro il "range" prefissato.

L'anello

Collega per mezzo di due tubazioni in acciaio le pompe di calore fra loro.

La temperatura dell'acqua d'anello deve essere mantenuta entro il "range" prefissato.

Unità di pompaggio

Permettono la circolazione dell'acqua d'anello.

Accumulo d'acqua

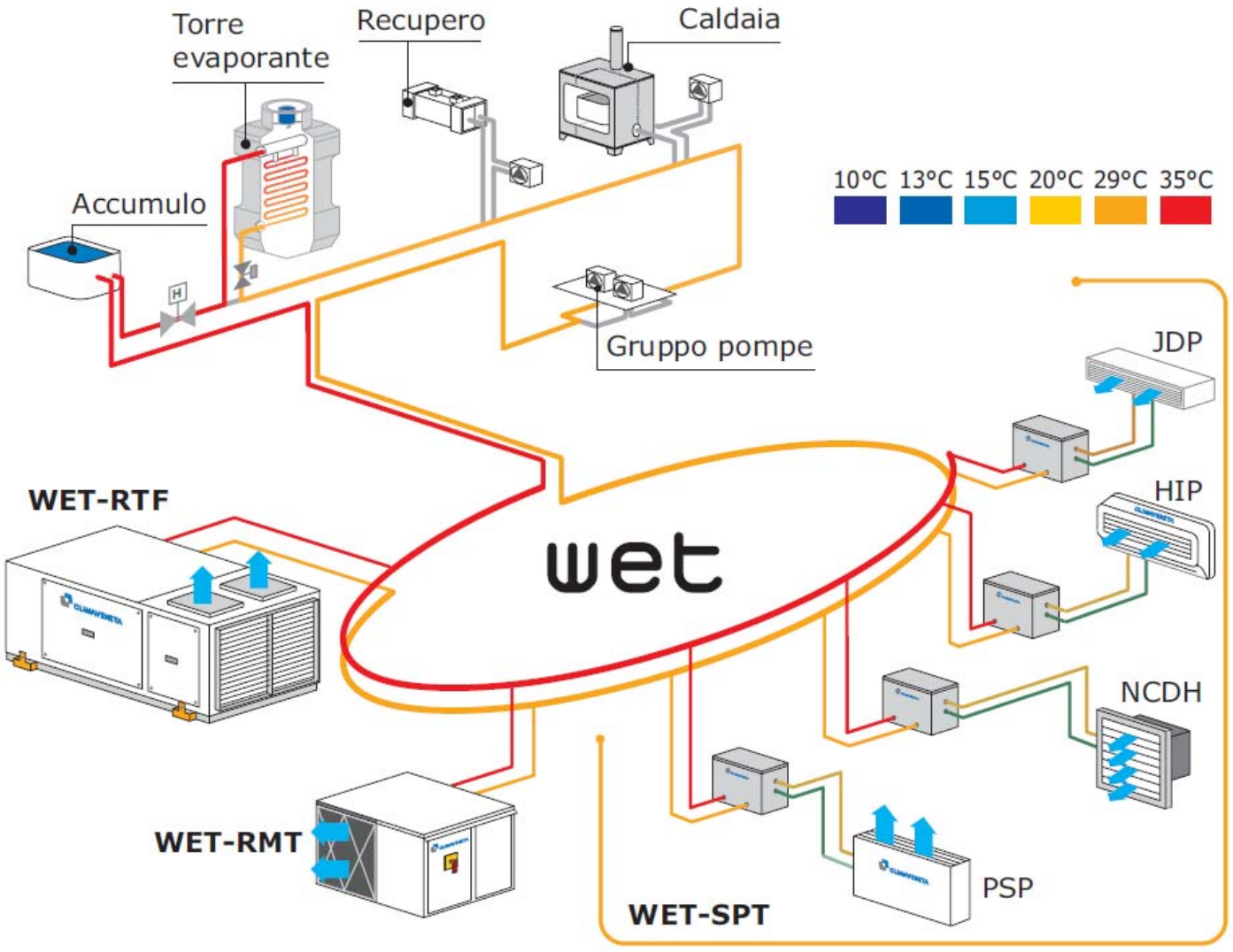
Al fine di garantire costanza di distribuzione e come accumulo energetico nei periodi di non funzionamento delle pompe di calore.

Le unità

Sono i terminali del sistema che vanno a climatizzare ogni locale o zona, consentono il controllo della temperatura ambiente indipendentemente dalla richiesta di caldo o freddo.

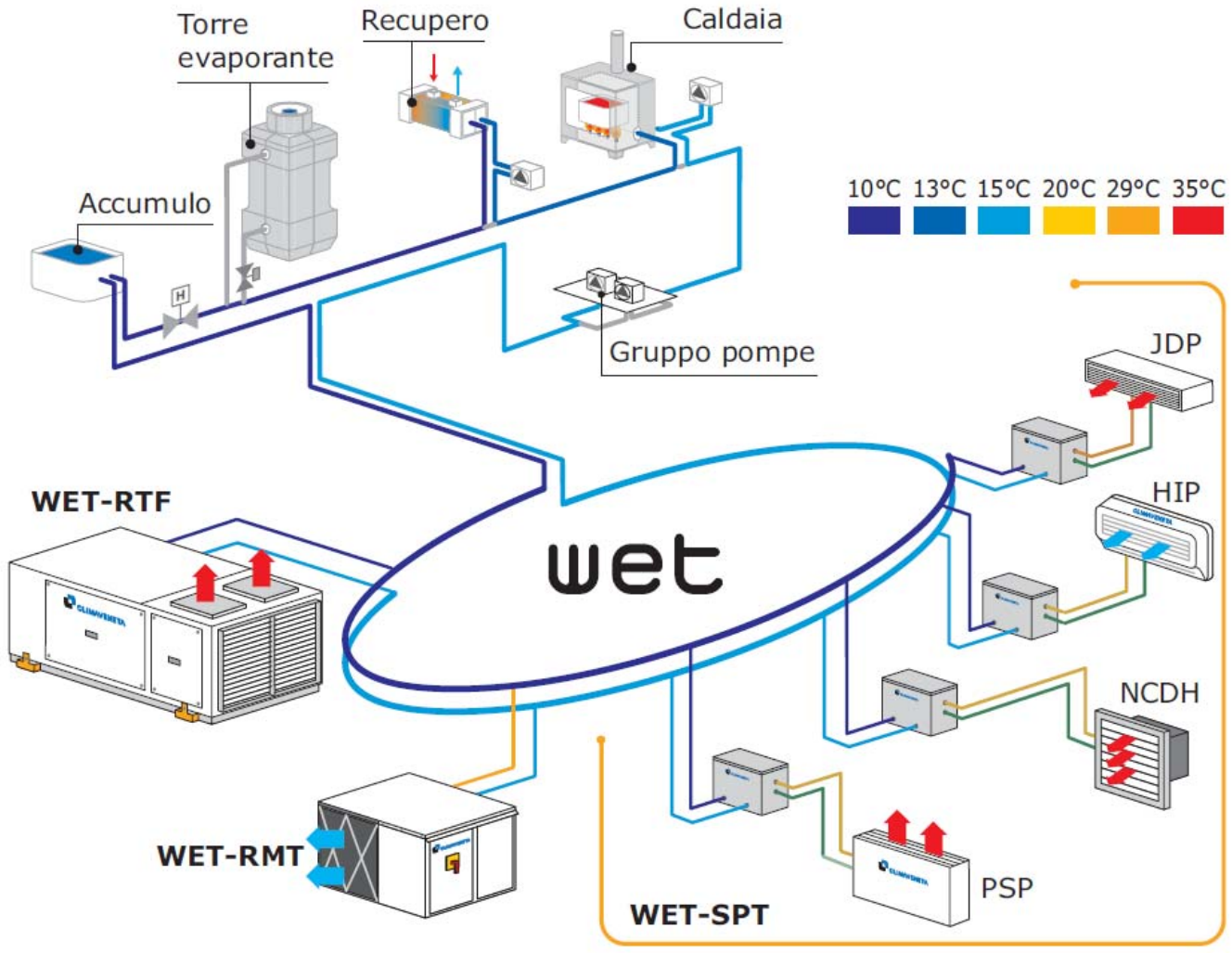
IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA

Funzionamento estivo



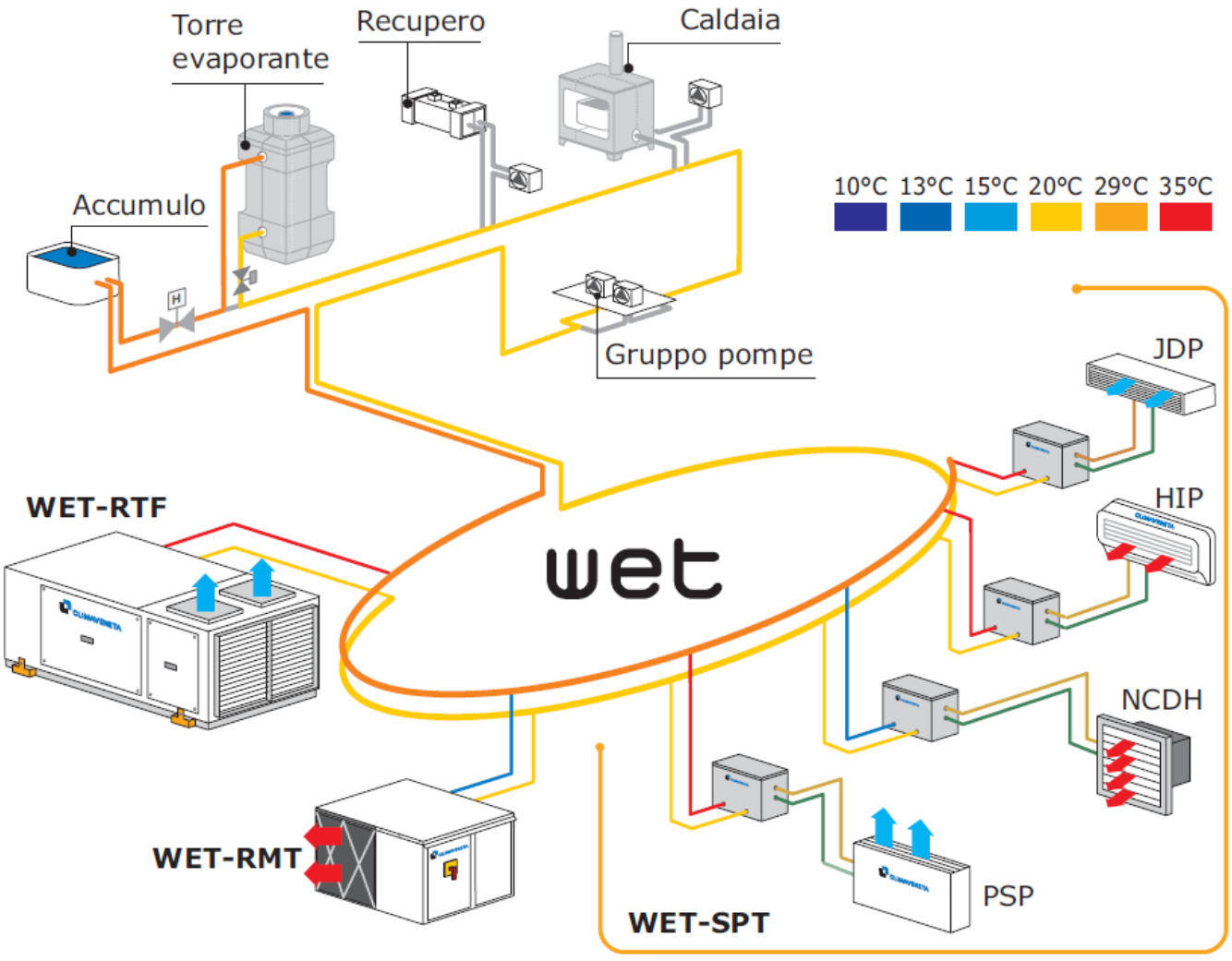
IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA

Funzionamento invernale

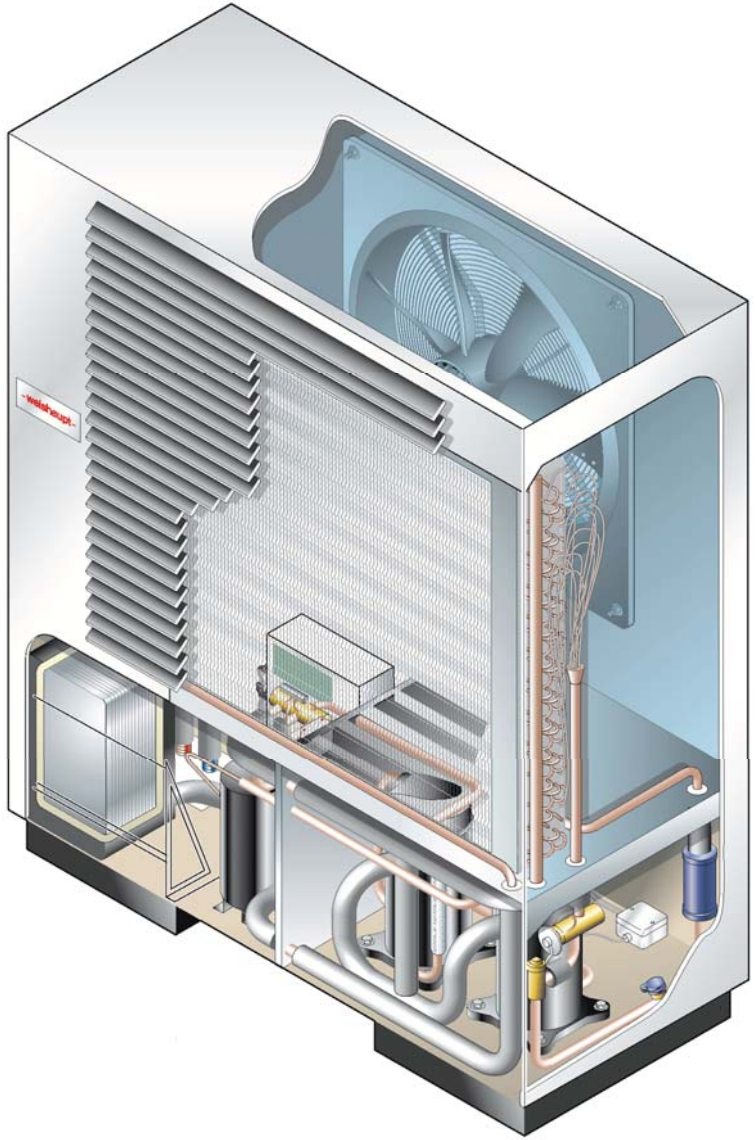


IMPIANTI AD ANELLO D'ACQUA

Funzionamento contemporaneo



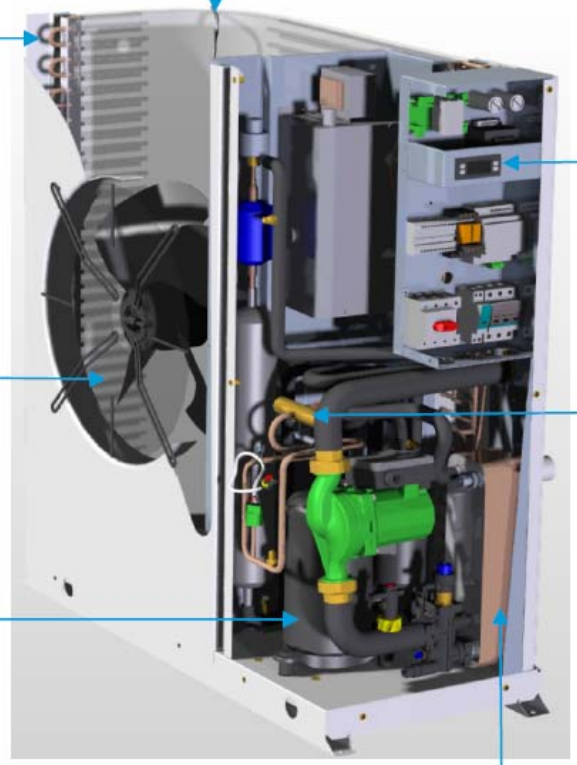
POMPE DI CALORE ARIA-ACQUA



POMPE DI CALORE ARIA-ACQUA

Sonda aria esterna
Consente di impostare la climatica ideale in funzione delle condizioni ambientali

Batteria Idrofilica
Garantisce una migliore pulizia, efficienza di scambio termico e ridotti tempi di sbrinamento



Display a bordo macchina
Permette la visualizzazione e l'impostazione di tutti i parametri di funzionamento

Profilo ventilatore ottimizzato
Garantisce un'elevata silenziosità in tutti i regimi di funzionamento.
Il ventilatore varia la sua velocità in funzione del condizioni aumentando la silenziosità.

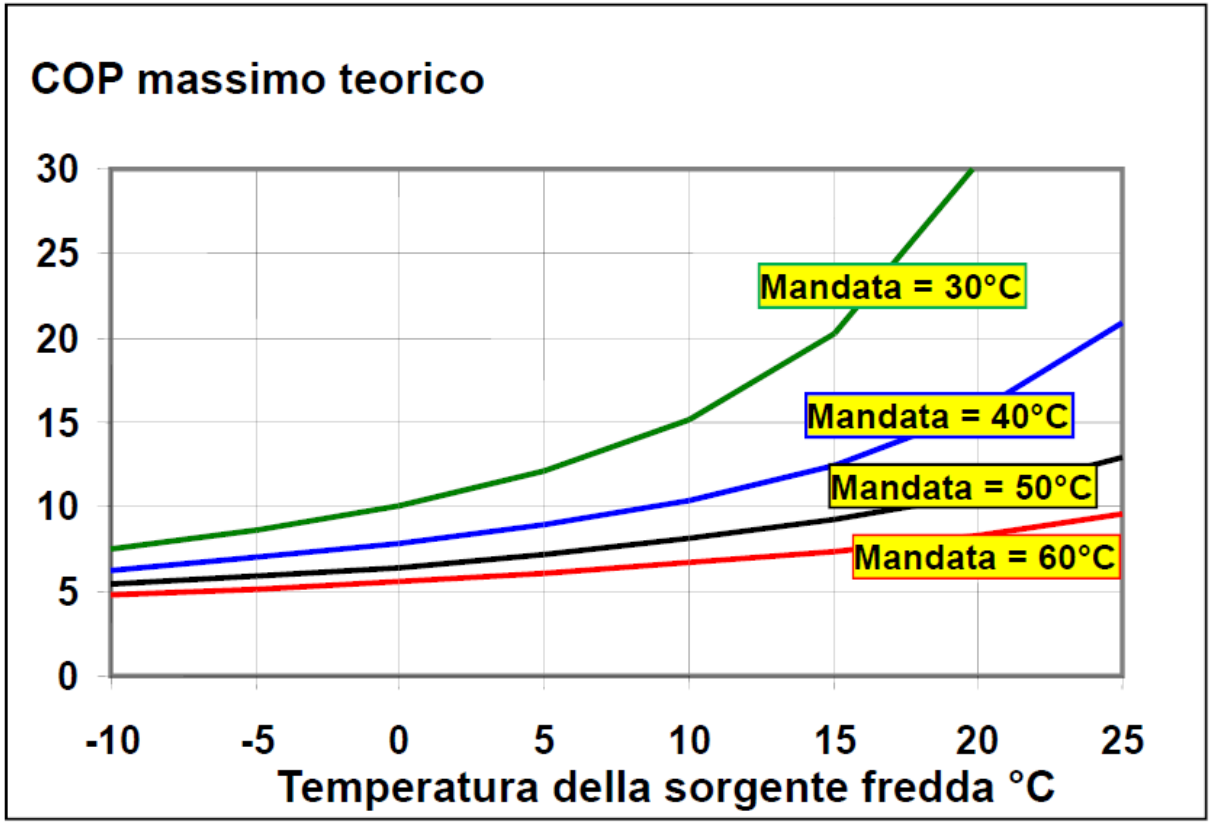
Termostatica Elettronica
Ottimizza le condizioni di funzionamento del circuito frigorifero

Compressore DC Inverter
Grazie alla modulazione della potenza permette elevate efficienze stagionali

Scambiatore a piastre
Grazie a superfici di scambio generose si massimizza l'efficienza termica

PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE

COP massimo teorico di una pompa di calore (macchina di Carnot a ciclo inverso):

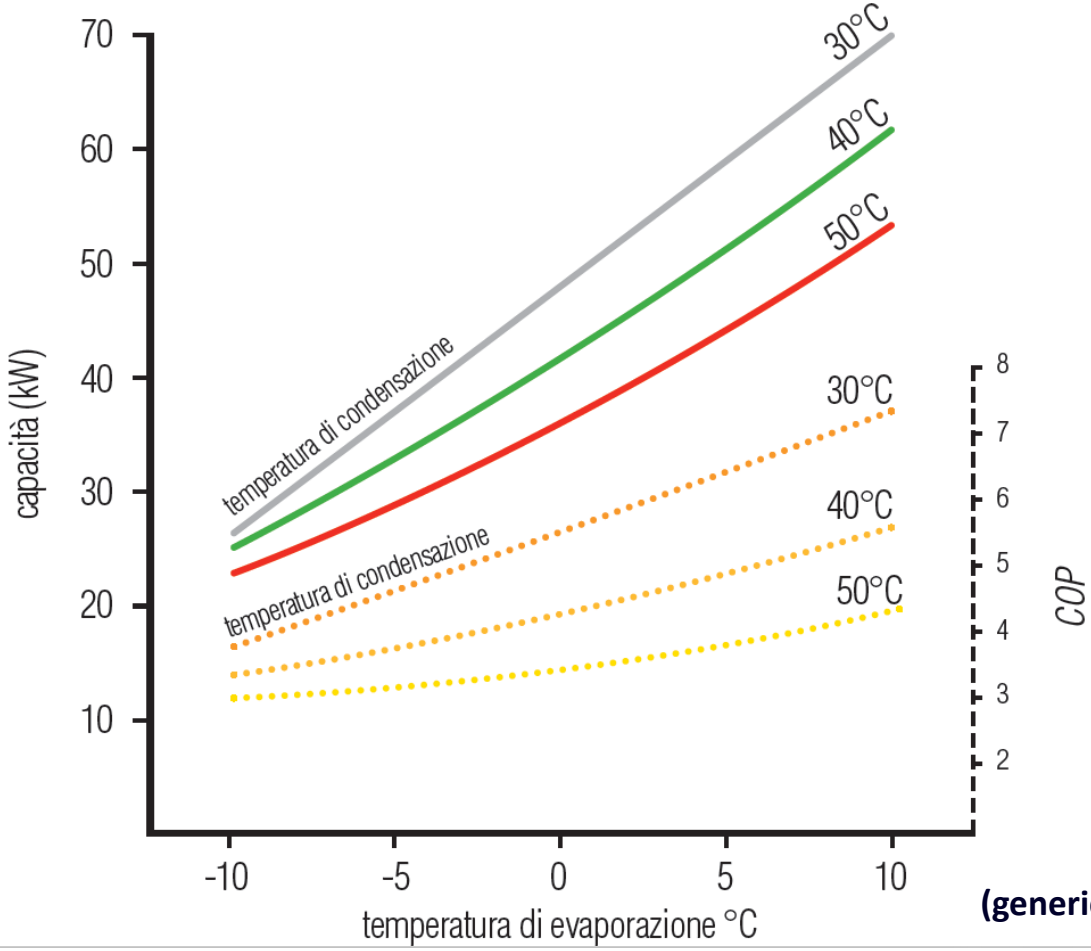


Temperatura della sorgente fredda: 5 [°C]= 268 [K].
Temperatura della sorgente calda: 55 [°C]= 328 [K].

$$COP_{MAX} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{328}{328 - 268} = 5{,}46$$

PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE

Prestazioni di una pompa di calore al variare delle temperature di condensazione e di evaporazione



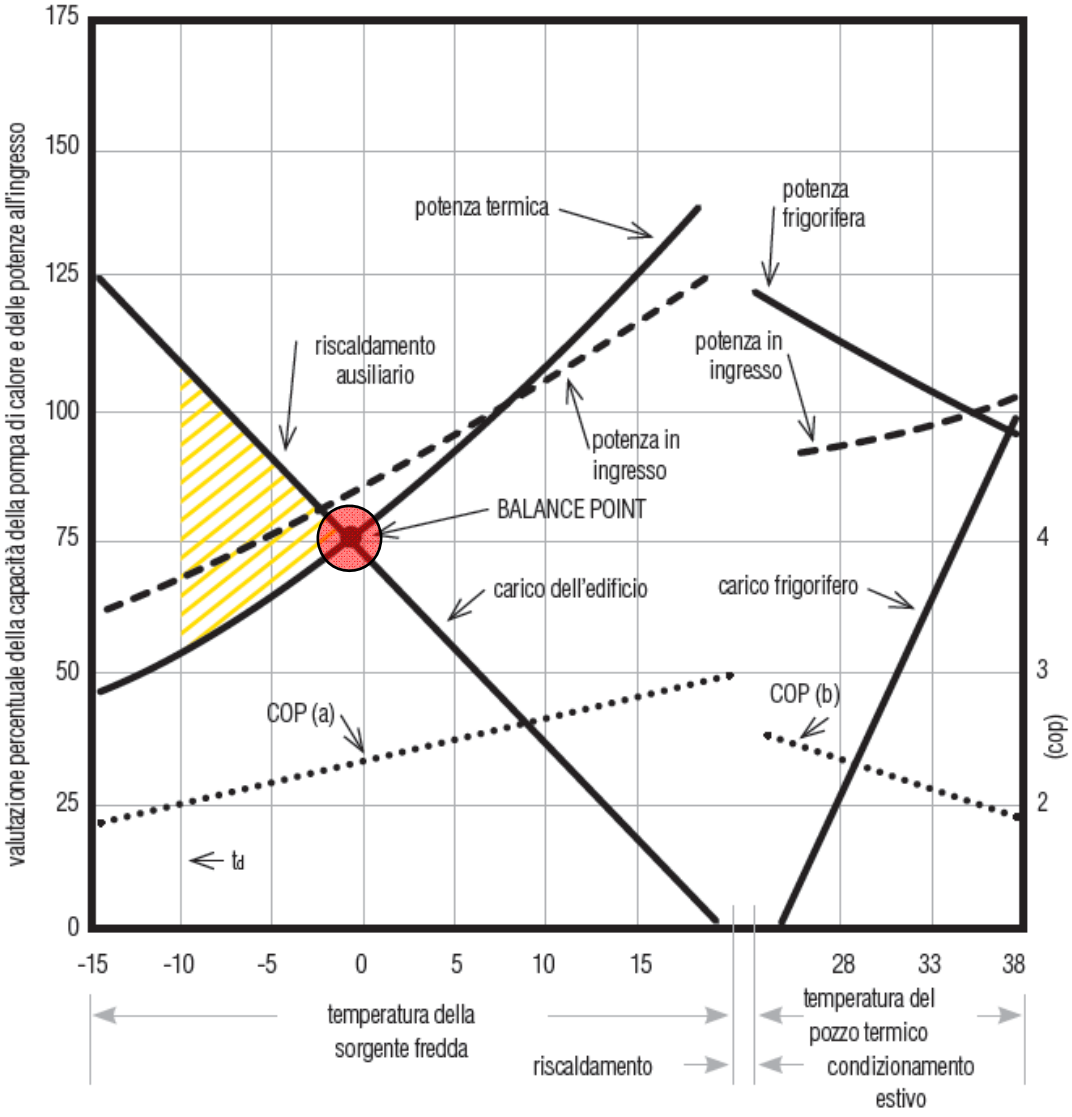
(generica sorgente fredda)

PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE AD ARIA

Curve di potenza termica, frigorifera ed assorbita, di COP invernale ed estivo e di fabbisogno in funzione della temperatura dell'aria esterna.

BALANCE POINT: punto di intersezione tra la curva di carico e la curva della potenza della macchina.

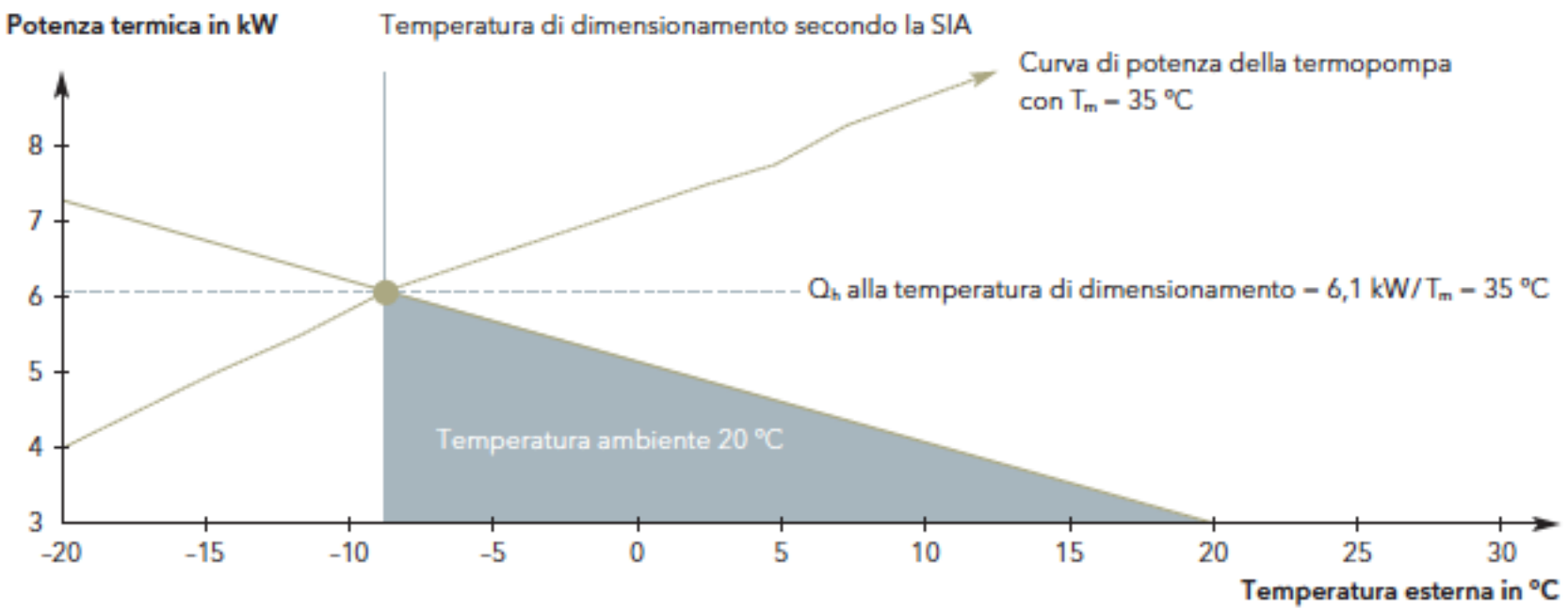
(Pompa di calore ad aria).



PUNTO BIVALENTE PER UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA

Le pompe di calore aria-acqua richiedono una configurazione particolarmente accurata. Se la PDC è configurata per un punto di temperatura troppo basso, l'apparecchio risulta sovradimensionato per gran parte dell'anno con un consumo sproporzionato di elettricità.

Dimensionamento di una termopompa aria-acqua



Fabbisogno di calore coperto dalla termopompa aria-acqua

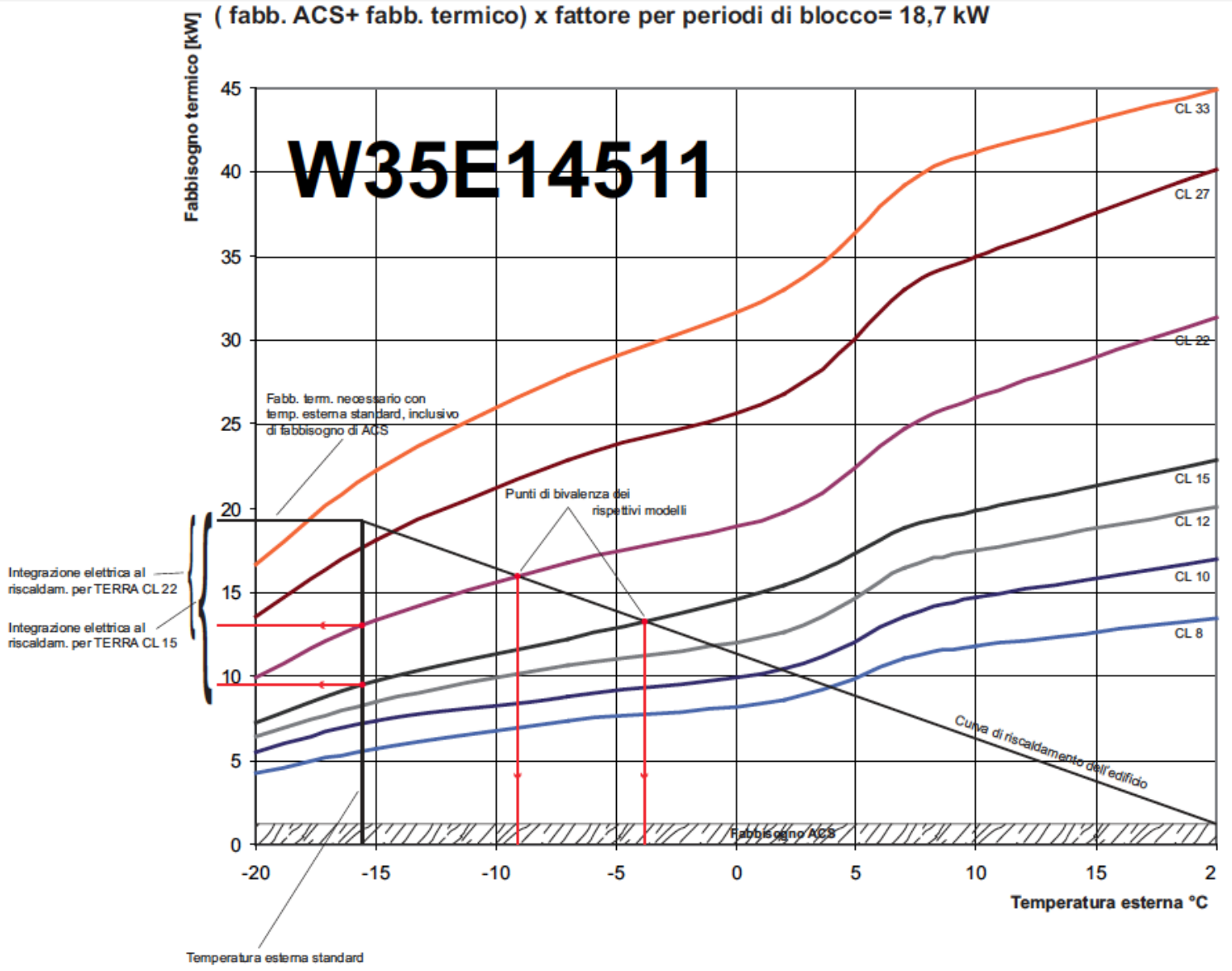
Punto di bivalenza: il punto di bivalenza indica la temperatura esterna fino alla quale il carico termico è coperto esclusivamente dalla termopompa.

Q_h – fabbisogno di calore in kW

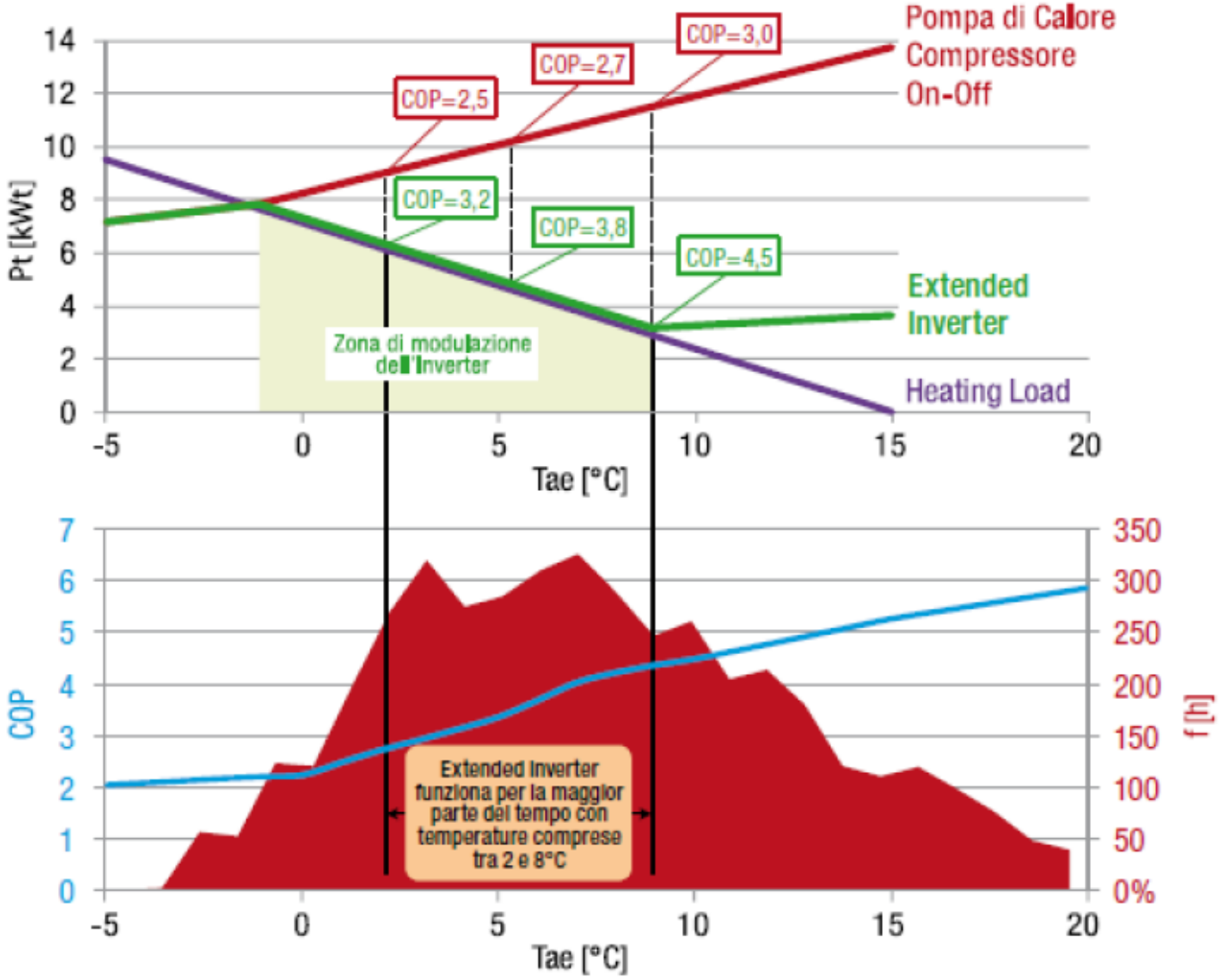
T_m = temperatura di mandata del riscaldamento

La T_m max è definita dai valori limite di funzionamento della termopompa e diminuisce a basse temperature esterne inferiori a -10 °C. Osservare le relative indicazioni contenute nei documenti di progettazione.

PUNTO BIVALENTE PER UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA



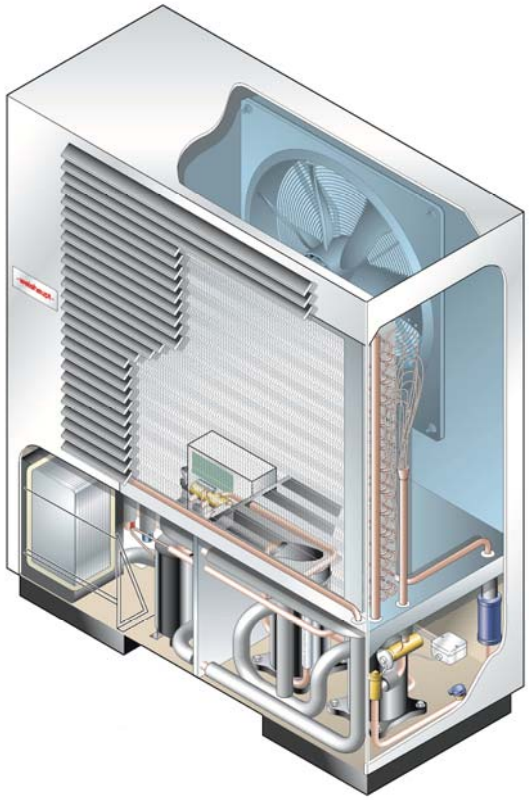
PUNTO BIVALENTE PER UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA



Fonte Clivet: ELFOEnergy Extended Inverter

Realizzazione impianto a PDC per riscaldamento invernale

Caldaia a gas



Pompa di calore elettrica del tipo aria - acqua

Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)

Località: Anguillara Sabazia (ROMA)

Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)

Località: Anguillara Sabazia (ROMA)

Dati tecnici

- Classificazione del rendimento secondo 92/42/CEE: ★★★

Modello		Potenza termica kW	Rendimento alla Potenza massima
TAHITI DUAL CTFS 24 IN	METANO	9,5 ÷ 23,8	93,20 %
	GPL		

ANALISI BOLLETTE GAS GPL: CONTRATTO PETROSERVICE 90 SRL

IMPIANTO N°	31
CONTATORE MATRICOLA:	62471524

DESCRIZIONE	DATA LETTURA	LETTURA	CONSUMO PROGRESSIVO	€/l scontato	€/mc	Totale bolletta IVA escl.	Totale bolletta IVA incl.+QUOTA FISSA				
FATTURA N°312 del 01/03/2011	25/02/2011	506	199	0,7973	3,3214	€ 660,95	€ 796,75				
FATTURA N°702 del 01/06/2011	20/04/2011	613	107	0,8037	3,3482	€ 358,26	€ 433,51				
FATTURA N°1000 del 01/08/2011	27/06/2011	627	14	0,8151	3,3957	€ 47,54	€ 60,65				
FATTURA N°1253 del 20/09/2011	09/09/2011	632	5	0,8151	3,3957	€ 16,98	€ 24,17	IVA 21%			
FATTURA N°1645 del 30/12/2011	30/11/2011	698	66	0,9009	3,7531	€ 247,71	€ 303,36	TOT. ANNO 2011:	€ 1.618,43	391	mc/anno
FATTURA N°126 del 01/03/2012	06/02/2012	906	208	0,8151	3,3957	€ 706,31	€ 858,26				
FATTURA N°497 del 02/07/2012	06/04/2012	1053	147	0,8151	3,3957	€ 499,17	€ 607,62				
FATTURA N°828 del 28/09/2012	23/07/2012	1115	62	0,8208	3,4195	€ 212,01	€ 260,16				
FATTURA N°1238 del 31/12/2012	24/10/2012	1129	14	0,9177	3,8231	€ 53,52	€ 68,39				
FATTURA N°285 del 31/03/2013	15/01/2013	1306	177	0,9177	3,8231	€ 676,70	€ 822,43	IVA 21%			
								TOT. ANNO 2012:	€ 2.616,87	608	mc/anno

Nota: il consumo di combustibile legato al piano cottura è incluso nei consumi riportati. Ai fini energetici, il consumo di combustibile è stato COMPLETAMENTE imputato al sistema di riscaldamento degli ambienti e di produzione ACS.

Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)

Nel 2012 sono stati consumati circa 600 [m^3/anno] di GPL

Potere calorifico di alcuni vettori	Potere calorifico superiore $\Delta_c H_s^\circ$			Potere calorifico inferiore $\Delta_c H_i^\circ$		
Vettore energetico	MJ/kg	MJ/Nm³	MJ/Sm³	MJ/kg	MJ/Nm³	MJ/Sm³
Zolfo	-	-	-	9,163	-	-
Torba umida	-	-	-	6	-	-
Metano	55,50	35,16	-	50,0	31,65	-
Gas naturale	54	-	-	47,7	-	34,54
Propano	50,35	-	101,95	46,35	-	93,70
Gas di petrolio liquefatto (GPL)	-	-	-	46,1	-	113

→ = 31,39 kWh/Sm^3

Nota: *il potere calorifico dei vettori energetici commerciali è molto variabile e dipende dall'origine del materiale e dai trattamenti successivamente subiti, perciò i valori in tabella sono puramente indicativi*

- Si ha quindi un fabbisogno di energia primaria pari a: 600 [m^3/anno] x 31,39 [kWh/Sm^3]
  = **18.834 [kWh/anno]**

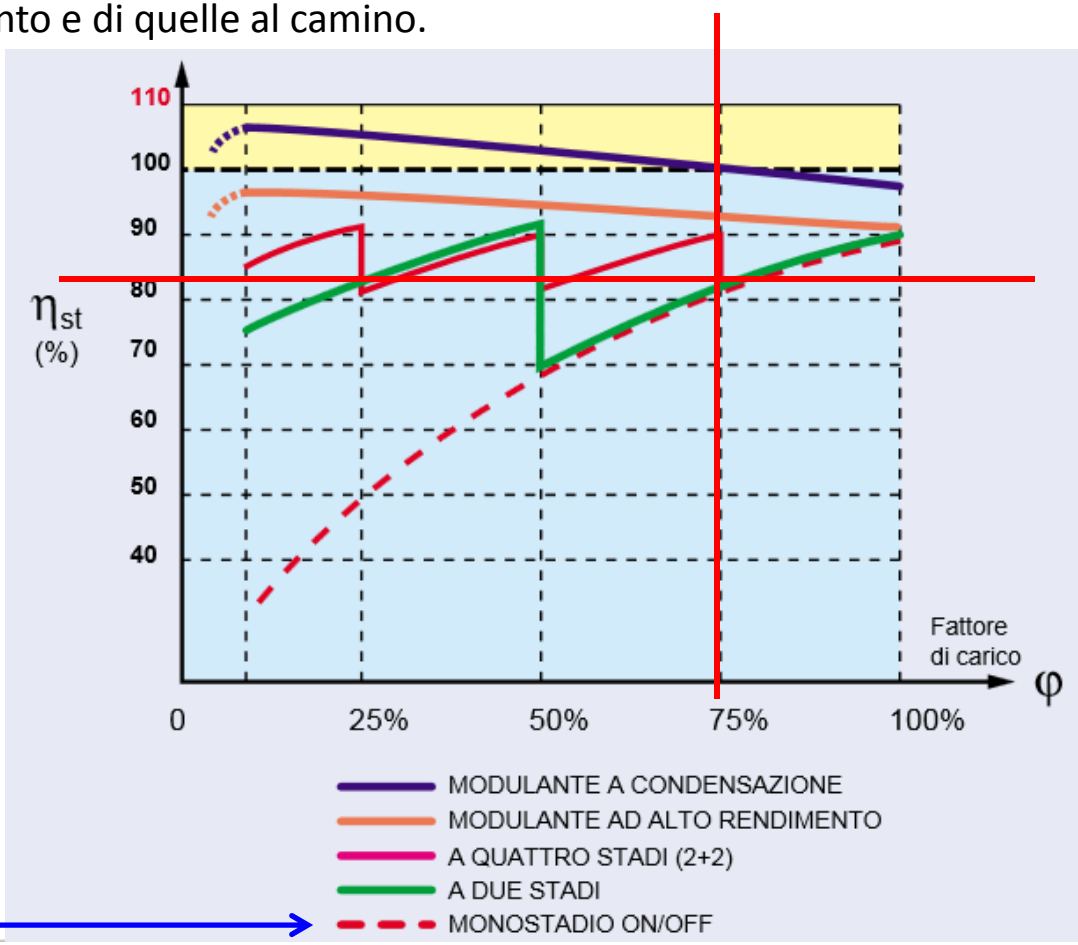
- Il fabbisogno termico dell'edificio sarà pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83): **15.650 [kWh/anno]**

CALDAIE AD ALTO RENDIMENTO

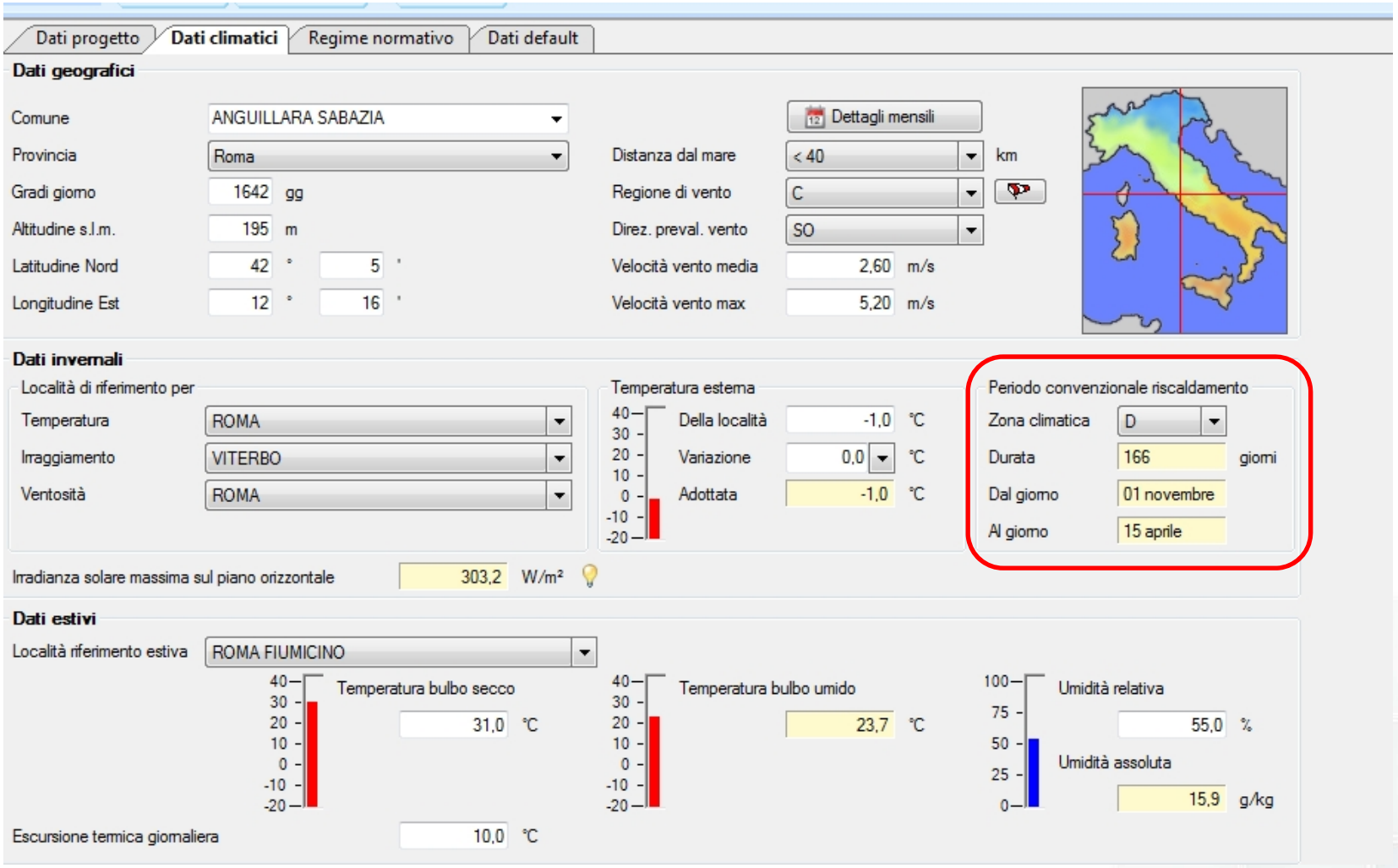
In base alla Legge nr. 9 del 1991 e al collegato D.M. 15 Febbraio 1992, per essere classificata ad "**alto rendimento**" una caldaia deve garantire un "**rendimento a regime**" almeno **pari o superiore al 90%**.
Dette anche **caldaie a temperatura scorrevole**, sono progettate in modo da adeguare la temperatura di esercizio al variare del carico termico dell'impianto e, rispetto alle caldaie tradizionali, garantiscono una riduzione delle perdite passive per irraggiamento e di quelle al camino.

Da un punto di vista strettamente tecnico, risulta molto importante non solo il classico "rendimento a regime" (misurato alla massima potenza di funzionamento), ma anche il **"rendimento a potenza/carico ridotto"**: questo rendimento descrive ancor meglio la resa della caldaia nel ciclo reale di utilizzo, dato che la caldaia funziona al massimo della potenza solo nel regime iniziale, quando i caloriferi sono freddi, e si regola automaticamente a potenza inferiore per il resto della giornata.

RENDIMENTO MEDIO ANNUALE CALDAIA RISCALDAMENTO + ACS:
η_{medio} = 0,83



Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m² – 2 servizi igienici)
Località: Anguillara Sabazia (ROMA)



NOTA: fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83): **15.650 [kWh/anno]**

Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)
Località: Anguillara Sabazia (ROMA)

Dati geografici

Comune	ANGUILLARA SABAZIA	
Provincia	Roma	
Gradi giorno	1642	gg
Altitudine s.l.m.	195	m
Latitudine Nord	42 °	5 '
Longitudine Est	12 °	16 '

Periodo convenzionale riscaldamento

Zona climatica	D	
Durata	166	giorni
Dal giorno	01 novembre	
Al giorno	15 aprile	

Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):

15.650 [kWh/anno]

RISCALDAMENTO EDIFICIO:

Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):	15650	kWh/anno
Durata periodo riscaldamento:	166	giorni
Ore/ giorno di accensione impianto:	9	ore/giorno
Ore/ anno di accensione impianto:	1494	ore/anno
Potenza media erogata dal generatore:	**10,47523**	**kW**

Edifici Industriali.

Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

AWR-MTD1			0021	0031	0041	0051	0041	0051	0061
Alimentazione elettrica		V/ph/Hz	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
APPLICAZIONE TERMINALI IDRONICI									
REFRIGERAZIONE (GROSS VALUE)									
Potenza frigorifera	(1)	kW	5,10	7,80	9,90	10,5	10,3	11,9	13,9
Potenza assorbita totale	(1)	kW	2,00	3,30	3,90	3,80	4,00	4,50	5,00
EER	(1)		2,55	2,36	2,54	2,76	2,58	2,64	2,78
ESEER	(1)		3,15	2,98	3,06	3,37	3,20	3,25	3,38
REFRIGERAZIONE (EN14511 VALUE)									
Potenza frigorifera	(1)(2)	kW	5,10	7,80	9,94	10,5	10,3	11,9	13,9
EER	(1)(2)		2,41	2,29	2,42	2,63	2,45	2,54	2,69
ESEER	(1)(2)		2,94	2,86	2,88	3,17	3,01	3,09	3,25
Classe EUROVENT			E	F	E	D	E	D	D
RISCALDAMENTO (GROSS VALUE)									
Potenza termica	(3)	kW	6,80	10,1	12,7	13,1	13,0	14,6	17,0
Potenza assorbita totale	(3)	kW	2,20	3,30	4,20	4,00	4,40	4,70	5,00
COP	(3)		3,09	3,06	3,02	3,28	2,95	3,11	3,40
RISCALDAMENTO (EN14511 VALUE)									
Potenza termica	(3)(2)	kW	6,81	10,1	12,7	13,1	13,0	14,6	17,0
COP	(3)(2)		2,94	2,96	2,88	3,12	2,82	2,98	3,28
Classe EUROVENT			C	C	C	B	C	C	A
SCAMBIATORI									
SCAMBIATORE UTENZA IN REFRIGERAZIONE									
Portata	(1)	m³/h	0,88	1,34	1,70	1,81	1,77	2,05	2,39
Perdita di carico	(1)	kPa	17,5	25,1	23,1	21,9	25,8	28,0	26,8
SCAMBIATORE UTENZA IN RISCALDAMENTO									
Portata	(3)	m³/h	1,18	1,76	2,21	2,28	2,26	2,54	2,95
Perdita di carico	(3)	kPa	31,6	42,9	38,8	34,7	41,9	42,9	40,8
COMPRESSORI									
N. compressori		N°	1	1	1	1	1	1	1
N. Circuiti		N°	1	2	1	1	1	1	1
LIVELLI SONORI									
Potenza sonora	(4)	dB(A)	66	66	69	69	69	69	69
Pressione sonora	(5)	dB(A)	52	52	54	54	54	54	54
DIMENSIONI E PESI									
A	(6)	mm	900	900	900	900	900	900	900
B	(6)	mm	370	370	370	370	370	370	420
H	(6)	mm	640	940	1240	1240	1240	1240	1390
Peso in funzionamento	(6)	kg	95	115	140	160	140	160	170

1 Acqua scambiatore freddo lato utenza (in/out) 12°C/7°C; Aria scambiatore lato sorgente (in) 35°C
2 Valori riferiti alla normativa EN14511-3:2011
3 Acqua scambiatore caldo lato utenza (in/out) 40°C/45°C; Aria scambiatore lato sorgente (in) 7°C - U.R. 87%

Riscaldamento e produzione ACS con Pompa di calore ELETTRICA
($S_{edificio}$=150 m² – 2 servizi igienici); Località: Anguillara Sabazia (ROMA)

INVERNO:

Il fabbisogno termico dell'edificio è pari a circa: 15.650 [kWh/anno]

Considerando uno SCOP (per semplicità coincidente con il COP) della macchina pari a: SCOP = 2,88

Il fabbisogno di energia elettrica sarà pari a: 15.650 [kWh/anno] / 2,88 = 5.434 [$kWh_{elettrici}$ /anno]

Spesa annua con tariffa dedicata per Pompe di calore D1 (0,28 €/kWh tasse incluse)
= 1.521 € / anno → **Considerando uno SCOP = 4 si ha un costo energetico di 1.095 €/anno**

(Delibera n. 205/2014/R/EEL dell'8 maggio 2014 - *http://www.nextville.it/news/1708* **)**

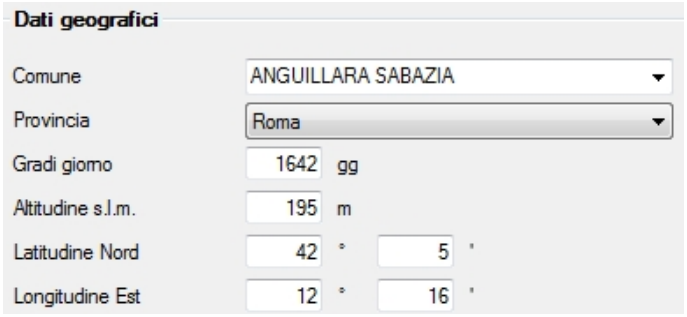
CALDAIA A GPL
η_{medio} = 0,83
P.C.I. = 31,39 kWh/Sm³
Costo specifico = 4,3 €/m³

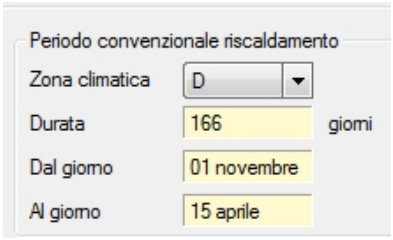
→ **Fabbisogno energia Primaria: 18.834 [kWh/anno]**
Consumo combustibile: 600 [m³/anno]
Spesa complessiva in bolletta: 2.620,00 [€/anno]
Costo specifico del kWh: 0,14 [€/kWh]

CALDAIA A METANO
η_{medio} = 0,83
P.C.I. = 9,59 kWh/Sm³
Costo specifico = 0,8638 €/m³

→ **Fabbisogno energia Primaria: 18.834 [kWh/anno]**
Consumo combustibile: 1966 [m³/anno]
Spesa complessiva in bolletta: 1.700,00 [€/anno]
Costo specifico del kWh: 0,11 [€/kWh]

Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)
Località: Anguillara Sabazia (ROMA)





Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):

15.650 [kWh/anno]

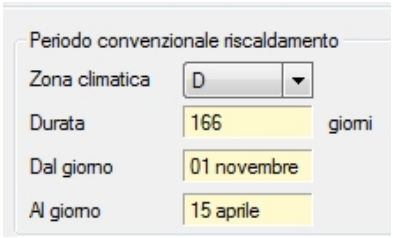
RISCALDAMENTO EDIFICIO:

Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):	15650	kWh/anno
Durata periodo riscaldamento:	166	giorni
Ore/ giorno di accensione impianto:	9	ore/giorno
Ore/ anno di accensione impianto:	1494	ore/anno
Potenza media erogata dal generatore:	**10,47523**	**kW**

E per la climatizzazione dell'Edificio?!:

LA POMPA DI CALORE CI CONSENTE, CON UN UNICO IMPIANTO, DI GARANTIRE IL RISCALDAMENTO INVERNALE DEGLI AMBIENTI MA ANCHE LA CLIMATIZZAZIONE ESTIVA DEGLI STESSI!!!!

Es. 1: Riscaldamento e produzione ACS con caldaia tradizionale a GPL ($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici)
Località: Anguillara Sabazia (ROMA)



Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):

15.650 [kWh/anno]

RISCALDAMENTO EDIFICIO:

Fabbisogno termico dell'edificio pari a circa (ipotizzando η_{medio} = 0,83):	15650	kWh/anno
Durata periodo riscaldamento:	166	giorni
Ore/ giorno di accensione impianto:	9	ore/giorno
Ore/ anno di accensione impianto:	1494	ore/anno
Potenza media erogata dal generatore:	**10,47523**	**kW**

CONDIZIONAMENTO EDIFICIO:

Potenzialità frigorifera P_f = **9,75 kW**

Durata periodo condizionamento (15 giugno - 15 settembre):	92	giorni
Ore/ giorno di accensione impianto:	3	ore/giorno
Ore/ anno di accensione impianto:	276	ore/anno
Potenza frigorifera climatizzatore:	9,75	kW
Fabbisogno frigorifero dell'edificio pari a circa:	**2691**	**kWh/anno**

Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

AWR-MTD1			0021	0031	0041	0051	0041	0051	0061
Alimentazione elettrica		V/ph/Hz	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
APPLICAZIONE TERMINALI IDRONICI									
REFRIGERAZIONE (GROSS VALUE)									
Potenza frigorifera	(1)	kW	5,10	7,80	9,90	10,5	10,3	11,9	13,9
Potenza assorbita totale	(1)	kW	2,00	3,30	3,90	3,80	4,00	4,50	5,00
EER	(1)		2,55	2,36	2,54	2,76	2,58	2,64	2,78
ESEER	(1)		3,15	2,98	3,06	3,37	3,20	3,25	3,38
REFRIGERAZIONE (EN14511 VALUE)									
Potenza frigorifera	(1)(2)	kW	5,10	7,80	9,94	10,5	10,3	11,9	13,9
EER	(1)(2)		2,41	2,29	2,42	2,63	2,45	2,54	2,69
ESEER	(1)(2)		2,94	2,86	2,88	3,17	3,01	3,09	3,25
Classe EUROVENT			E	F	E	D	E	D	D
RISCALDAMENTO (GROSS VALUE)									
Potenza termica	(3)	kW	6,80	10,1	12,7	13,1	13,0	14,6	17,0
Potenza assorbita totale	(3)	kW	2,20	3,30	4,20	4,00	4,40	4,70	5,00
COP	(3)		3,09	3,06	3,02	3,28	2,95	3,11	3,40
RISCALDAMENTO (EN14511 VALUE)									
Potenza termica	(3)(2)	kW	6,81	10,1	12,7	13,1	13,0	14,6	17,0
COP	(3)(2)		2,94	2,96	2,88	3,12	2,82	2,98	3,28
Classe EUROVENT			C	C	C	B	C	C	A
SCAMBIATORI									
SCAMBIATORE UTENZA IN REFRIGERAZIONE									
Portata	(1)	m³/h	0,88	1,34	1,70	1,81	1,77	2,05	2,39
Perdita di carico	(1)	kPa	17,5	25,1	23,1	21,9	25,8	28,0	26,8
SCAMBIATORE UTENZA IN RISCALDAMENTO									
Portata	(3)	m³/h	1,18	1,76	2,21	2,28	2,26	2,54	2,95
Perdita di carico	(3)	kPa	31,6	42,9	38,8	34,7	41,9	42,9	40,8
COMPRESSORI									
N. compressori		N°	1	1	1	1	1	1	1
N. Circuiti		N°	1	2	1	1	1	1	1
LIVELLI SONORI									
Potenza sonora	(4)	dB(A)	66	66	69	69	69	69	69
Pressione sonora	(5)	dB(A)	52	52	54	54	54	54	54
DIMENSIONI E PESI									
A	(6)	mm	900	900	900	900	900	900	900
B	(6)	mm	370	370	370	370	370	370	420
H	(6)	mm	640	940	1240	1240	1240	1240	1390
Peso in funzionamento	(6)	kg	95	115	140	160	140	160	170

1 Acqua scambiatore freddo lato utenza (in/out) 12°C/7°C; Aria scambiatore lato sorgente (in) 35°C
2 Valori riferiti alla normativa EN14511-3:2011
3 Acqua scambiatore caldo lato utenza (in/out) 40°C/45°C; Aria scambiatore lato sorgente (in) 7°C - U.R. 87%

Riscaldamento e produzione ACS con Pompa di calore ELETTRICA
($S_{edificio}$=150 m^2 – 2 servizi igienici); Località: Anguillara Sabazia (ROMA)

INVERNO:

Il fabbisogno termico dell'edificio è pari a circa: 15.650 [kWh/anno]

Considerando uno SCOP (per semplicità coincidente con il COP) della macchina pari a: SCOP = 2,88

Il fabbisogno di energia elettrica sarà pari a: 15.650 [kWh/anno] / 2,88 = 5.434 [$kWh_{elettrici}$ /anno]

ESTATE:

Il fabbisogno frigorifero dell'edificio è pari a circa: 2.691 [kWh/anno]

Considerando un SEER (per semplicità coincidente con l' ESEER) della macchina pari a: SEER = 2,88

Il fabbisogno di energia elettrica sarà pari a: 2.691 [kWh/anno] / 2,88 = 935 [$kWh_{elettrici}$ /anno]

INTERO ANNO:

Il fabbisogno di energia elettrica sarà pari a: 5.434 [$kWh_{elettrici}$ /anno] + 935 [$kWh_{elettrici}$ /anno] =

6.370 [$kWh_{elettrici}$ /anno]

per riscaldamento invernale, condizionamento estivo e produzione di acqua calda sanitaria

Osservazioni

LA POMPA DI CALORE, SE CONFRONTATA CON UNA CALDAIA A GPL CONVIENE..

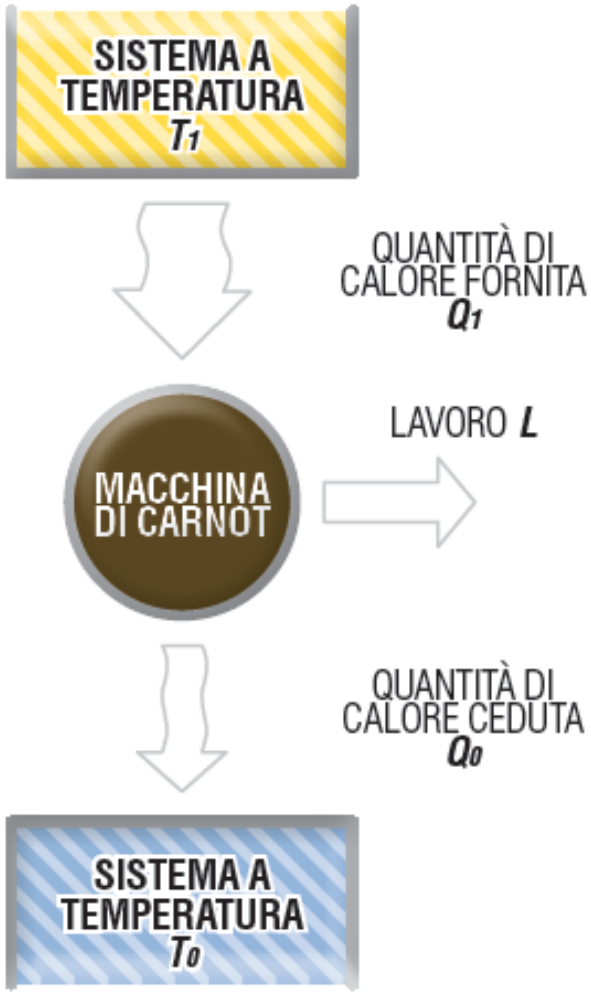
SEMPRE!!!!!

LA POMPA DI CALORE, SE CONFRONTATA CON UNA CALDAIA A METANO, CONVIENE COMUNQUE.. ANCHE SE C'E' UNA FORTISSIMA INFLUENZA DELLA TARIFFA ELETTRICA A SCAGLIONI!!!!!

LA POMPA DI CALORE CONSENTE DI OTTENERE UN RISPARMIO DI ENERGIA PRIMARIA DI…

CIRCA IL 50%..... SEMPRE!!!!

MACCHINA DI CARNOT A CICLO DIRETTO:

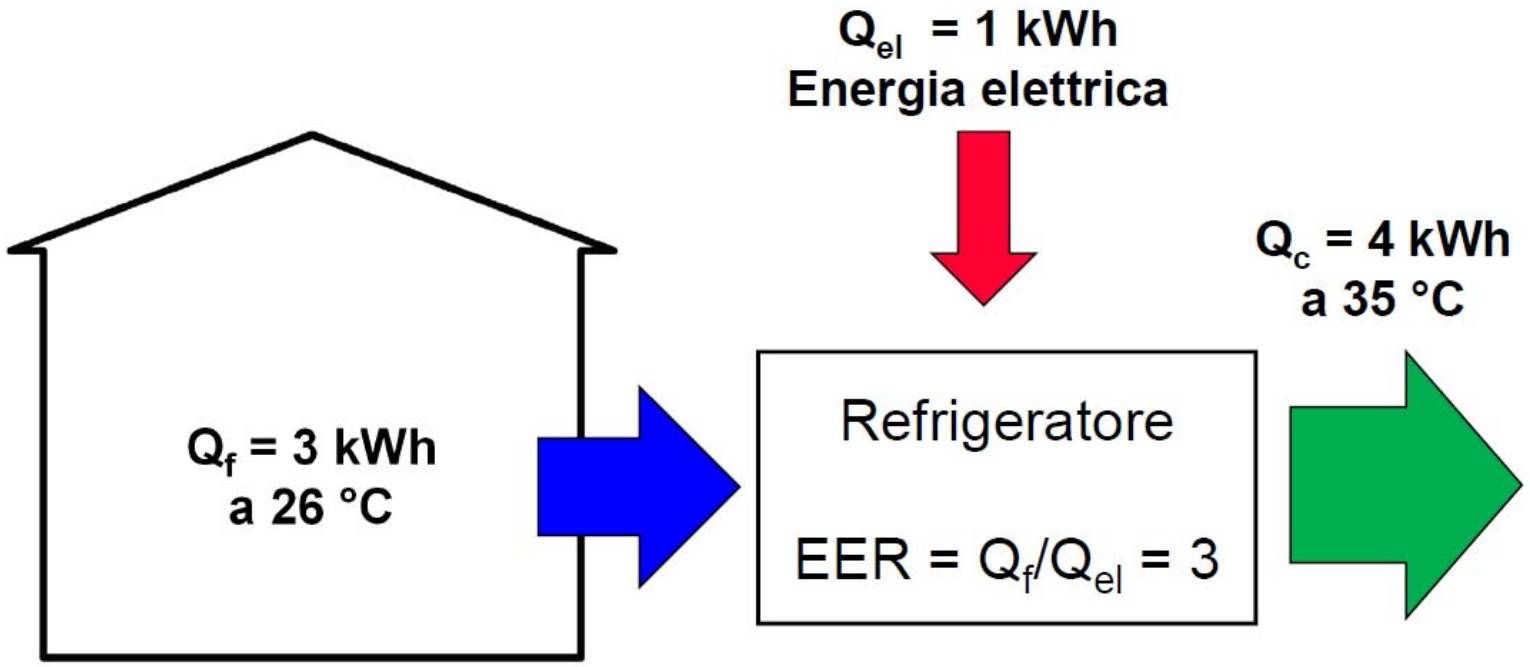


Rappresentazione a blocchi del funzionamento di una macchina a ciclo diretto: il sistema a più alta temperatura fornisce alla macchina una quantità di calore che viene in parte trasformata in lavoro ed in parte ceduta al sistema a più bassa temperatura. Scambiando calore fra sistemi a due temperature il massimo rendimento si può ottenere con una macchina di *Carnot*: il suo rendimento, vale a dire il rapporto fra il lavoro utile fornito dalla macchina e la quantità di calore ceduta dal sistema a più alta temperatura, è funzione delle sole temperature assolute dei due sistemi.

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$$

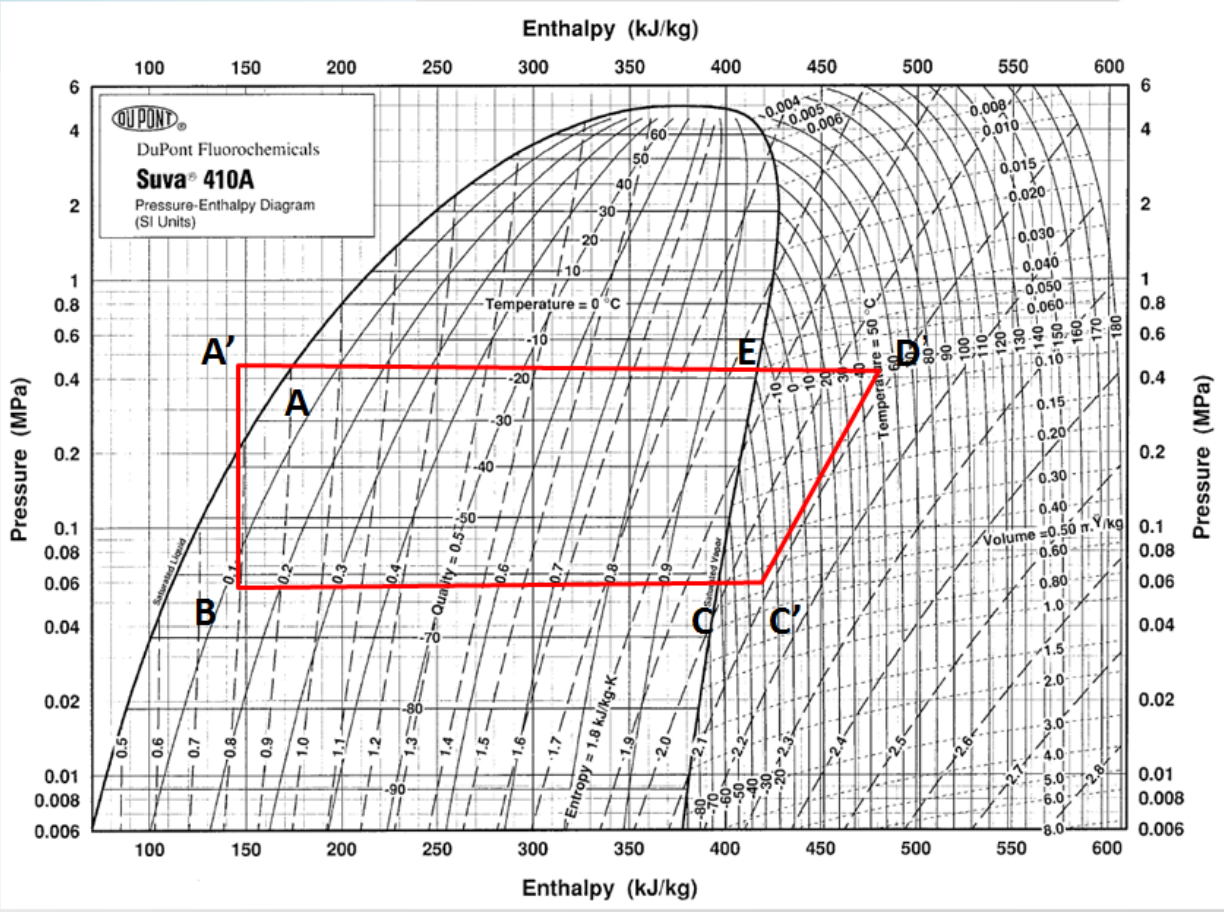
Il teorema di *Carnot* si riferisce ad una macchina reversibile, intendendo con ciò una macchina per la quale sia possibile invertire il senso di tutte le trasformazioni.

POMPA DI CALORE: FUNZIONAMENTO ESTIVO



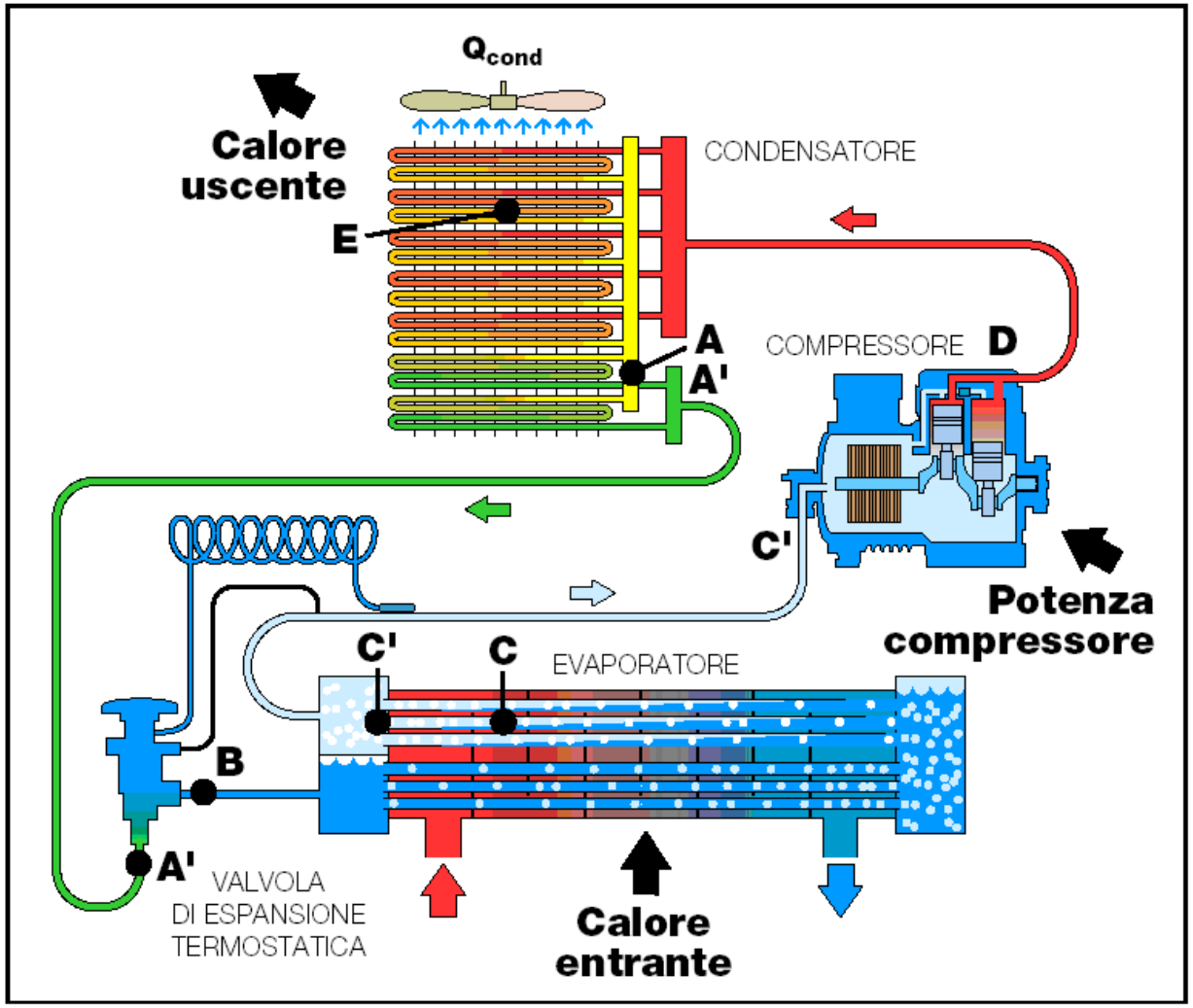
EER: rapporto fra il calore estratto dalla sorgente fredda e l'energia assorbita

CICLO FRIGORIFERO DI UN GRUPPO FRIGO ELETTRICO A COMPRESSIONE:



Nel punto A' il fluido è allo stato di liquido sottoraffreddato e si trova in corrispondenza dell'uscita del condensatore. Il passaggio verso l'evaporatore è reso possibile per effetto della diminuzione di pressione da A' a B realizzata attraverso una valvola di laminazione. Per effetto della differenza di pressione tra A' e B una parte del liquido evapora nel passaggio attraverso la valvola, sottraendo calore al liquido immediatamente a monte. Nell'evaporatore, il miscuglio liquido-vapore inizia a sottrarre calore dall'aria da raffreddare. Così facendo tutto il refrigerante allo stato liquido passa nella condizione di vapore saturo (punto C). Si verifica quindi una rimozione di calore latente. Dal punto C a C' si effettua un surriscaldamento del vapore, con lo scopo di far evaporare eventuali goccioline di liquido rimaste, che altrimenti potrebbero danneggiare il compressore. L'effetto frigorifero è dato dalla differenza di entalpia rappresentata dal tratto C'B. All'uscita dall'evaporatore il vapore viene aspirato dal compressore nel quale subisce un aumento di pressione e temperatura (tratto C'D).

CICLO FRIGORIFERO DI UN GRUPPO FRIGO ELETTRICO A COMPRESSIONE:

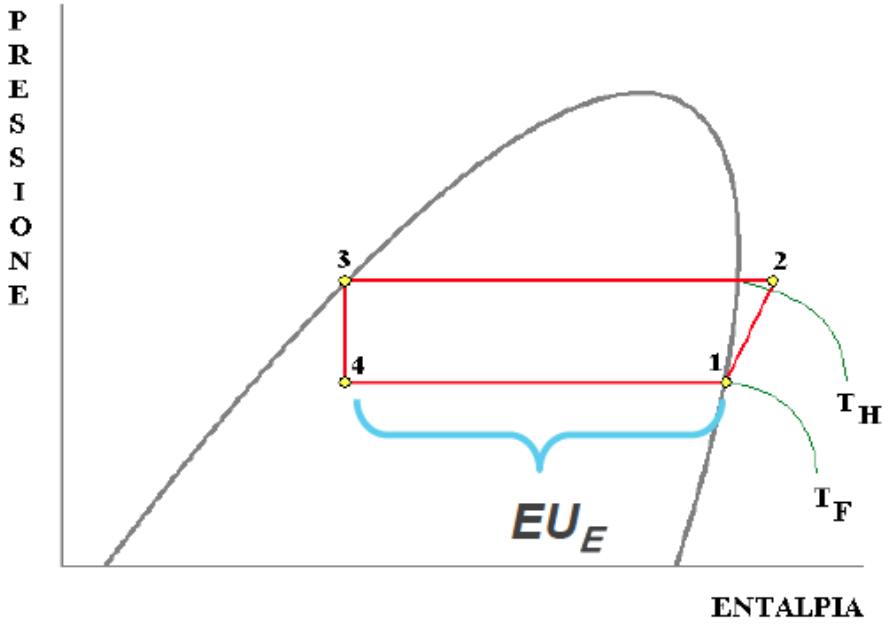


All'uscita dal compressore il gas ha un quantitativo di calore costituito dalla somma di quello asportato nell'evaporatore e di quello corrispondente al lavoro meccanico del compressore. Il gas surriscaldato ed a pressione elevata, passa dal compressore nel condensatore dove inizia a cedere il proprio calore. Si verifica un abbassamento di temperatura fino alla temperatura di saturazione sulla curva (tratto DE). Successivamente il refrigerante condensa (tratto EA). Infine si effettua un sottoraffreddamento del fluido allo scopo di ottenere un maggior effetto frigorifero (tratto AA'). L'efficienza del ciclo frigorifero è definita dall'Energy Efficiency Ratio (EER) pari al rapporto tra l'effetto frigorifero e il lavoro di compressione.

POMPA DI CALORE: FUNZIONAMENTO ESTIVO

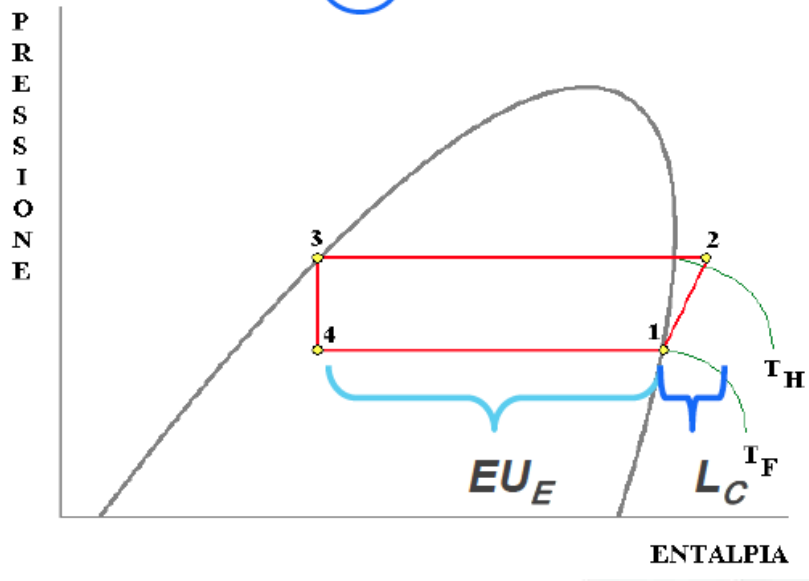
POTENZA IN CICLO ESTIVO

$$P_E = M\,EU_E = M\left(h_1 - h_4\right)$$



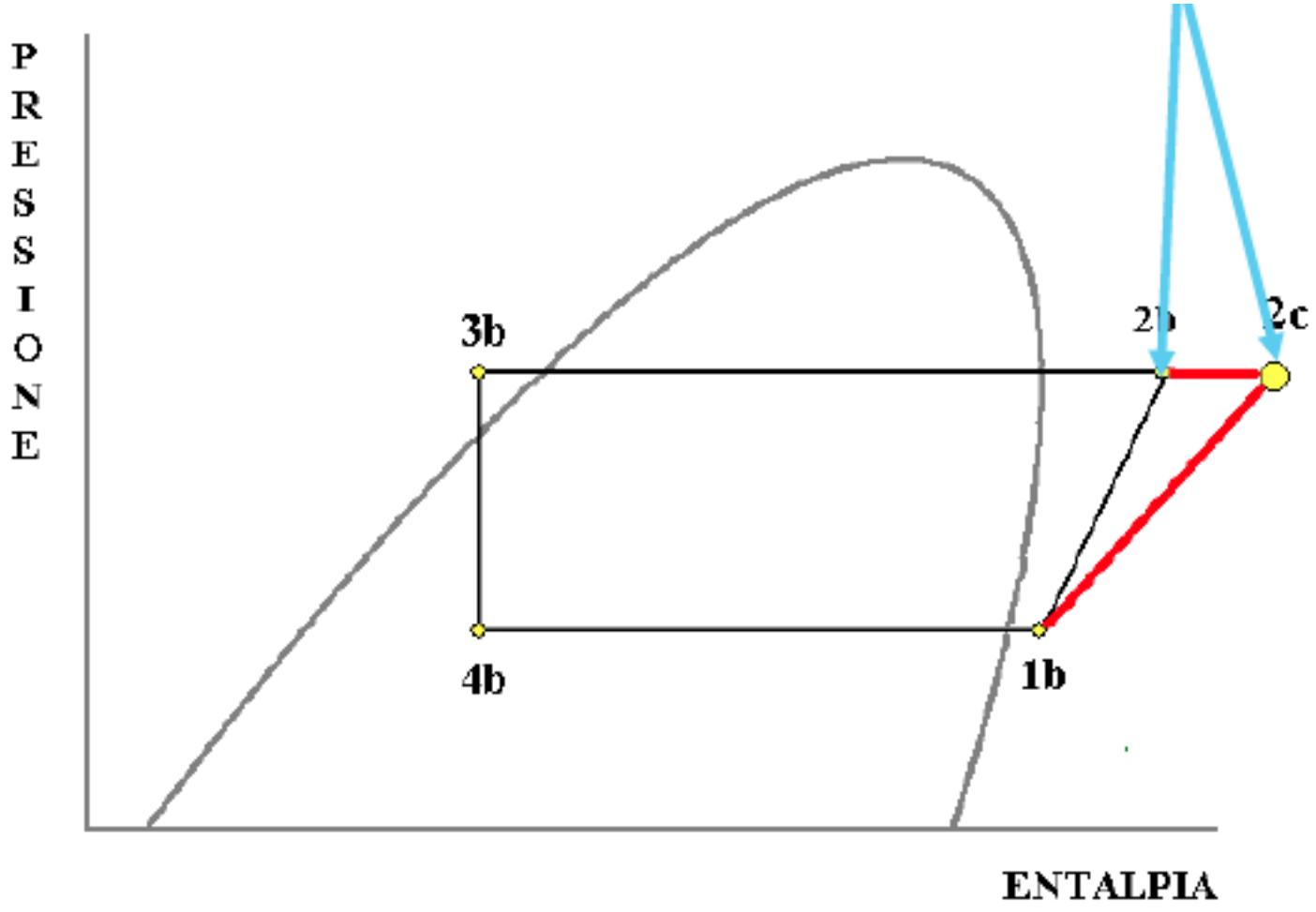
EER: EFFICIENZA ENERGETICA ESTIVA

$$EER_{TH} = \frac{EU_E}{L_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$



RENDIMENTO ISOENTROPICO DEL COMPRESSORE

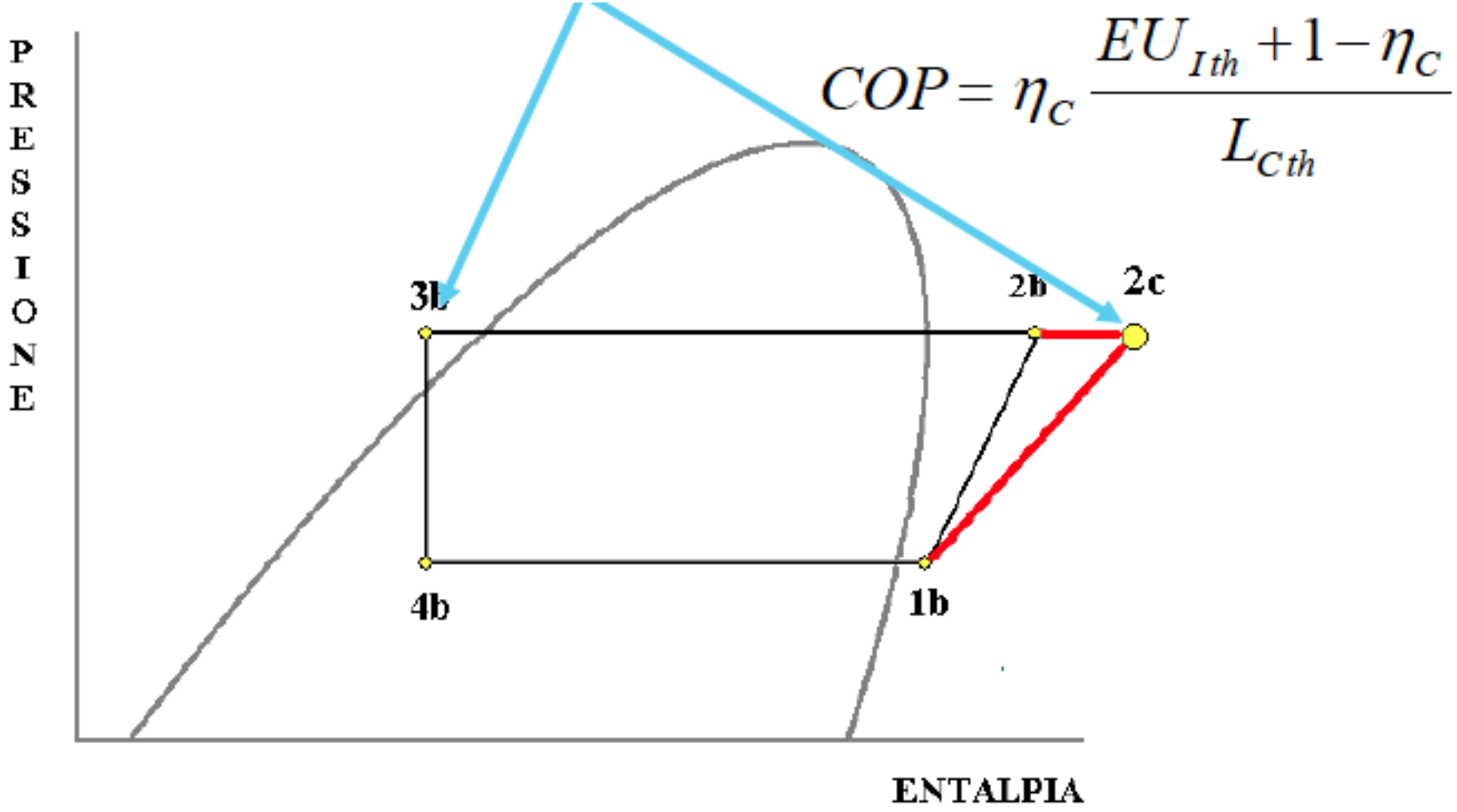
Il peggioramento del rendimento isoentropico del compressore fa aumentare il lavoro del compressore



RENDIMENTO ISOENTROPICO DEL COMPRESSORE

L'effetto utile invernale aumenta per cui il COP non peggiora di molto

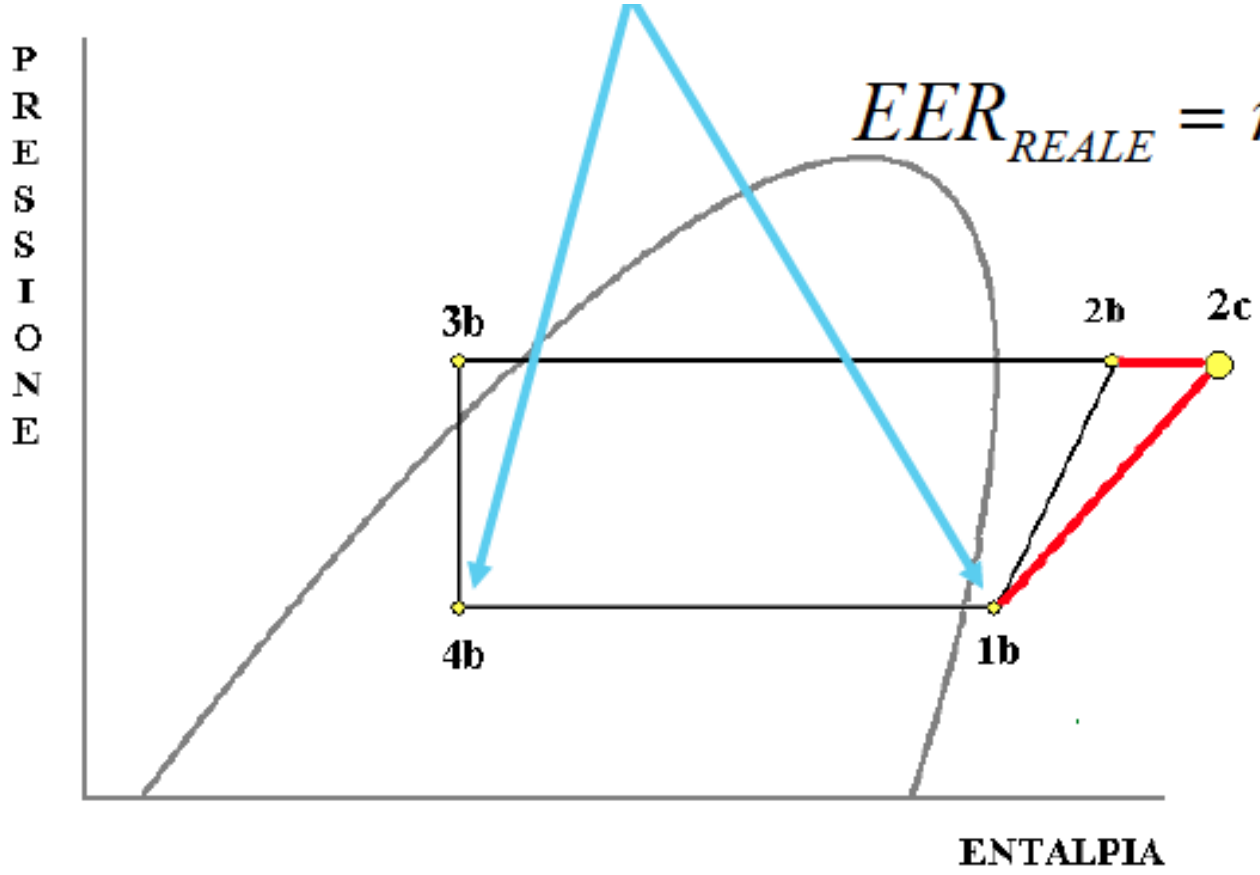
$$COP = \eta_C \frac{EU_{Ith} + 1 - \eta_C}{L_{Cth}}$$



RENDIMENTO ISOENTROPICO DEL COMPRESSORE

L'effetto utile estivo rimane inalterato per cui EER peggiora molto

$$EER_{REALE} = \eta_C \frac{EU_{Eth}}{L_{Cth}}$$



Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Un ambiente in cui componenti quali la temperatura, l'umidità, la ventilazione e la qualità dell'aria siano tra loro in equilibrio garantisce una sensazione immediata di benessere e di armonia in ogni stagione.
Il clima ideale si traduce in:

- Inverno: una temperatura di circa 20 ° C con 40%-50% di umidità;
- Estate: la temperatura si aggira sui 26 ° C e l'umidità sale al 50%-60%.

Ma le condizioni di benessere dipendono anche da fattori prettamente personali!

Benessere, temperatura e umidità

Non è solo il grado della temperatura a determinare quella sensazione di benessere che permette a ciascuno di sentirsi a proprio agio nell'ambiente in cui si trova. Altri fattori concorrono al raggiungimento e mantenimento di una temperatura confortevole: primo fra tutti l'umidità. A parità di temperatura, infatti, la percezione di caldo eccessivo così come quella di freddo eccessivo dipende anche dal grado di umidità presente nell'aria: l'aumento di questa variabile provoca uno squilibrio che influisce negativamente sulle condizioni ambientali.

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Indice Humidex (H):

Indice Humidex della temperatura apparente

T (° C) \ Umidità relativa (%)	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%
42°	48°	50°	52°	55°	57°	59°	62°	64°	66°	68°	71°	73°	75°	77°	80°	82°
41°	46°	48°	51°	53°	55°	57°	59°	61°	64°	66°	68°	70°	72°	74°	76°	79°
40°	45°	47°	49°	51°	53°	55°	57°	59°	61°	63°	65°	67°	69°	71°	73°	75°
39°	43°	45°	47°	49°	51°	53°	55°	57°	59°	61°	63°	65°	66°	68°	70°	72°
38°	42°	44°	45°	47°	49°	51°	53°	55°	56°	58°	60°	62°	64°	66°	67°	69°
37°	40°	42°	44°	45°	47°	49°	51°	52°	54°	56°	58°	59°	61°	63°	65°	66°
36°	39°	40°	42°	44°	45°	47°	49°	50°	52°	54°	55°	57°	59°	60°	62°	63°
35°	37°	39°	40°	42°	44°	45°	47°	48°	50°	51°	53°	54°	56°	58°	59°	61°
34°	36°	37°	39°	40°	42°	43°	45°	46°	48°	49°	51°	52°	54°	55°	57°	58°
33°	34°	36°	37°	39°	40°	41°	43°	44°	46°	47°	48°	50°	51°	53°	54°	55°
32°	33°	34°	36°	37°	38°	40°	41°	42°	44°	45°	46°	48°	49°	50°	52°	53°
31°	32°	33°	34°	35°	37°	38°	39°	40°	42°	43°	44°	45°	47°	48°	49°	50°
30°	30°	32°	33°	34°	35°	36°	37°	39°	40°	41°	42°	43°	45°	46°	47°	48°
29°	29°	30°	31°	32°	33°	35°	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°	45°	46°
28°	28°	29°	30°	31°	32°	33°	34°	35°	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°
27°	27°	27°	38°	29°	30°	31°	32°	33°	34°	35°	36°	37°	38°	39°	40°	41°
26°	26°	26°	27°	28°	29°	30°	31°	32°	33°	34°	34°	35°	36°	37°	38°	39°
25°	25°	25°	26°	27°	27°	28°	29°	30°	31°	32°	33°	34°	34°	35°	36°	37°
24°	24°	24°	24°	25°	26°	27°	28°	28°	29°	30°	31°	32°	33°	33°	34°	35°
23°	23°	23°	23°	24°	25°	25°	26°	27°	28°	28°	29°	30°	31°	32°	32°	33°
22°	22°	22°	22°	22°	23°	24°	25°	25°	26°	27°	27°	28°	29°	30°	30°	31°
T (° C) \ Umidità relativa (%)	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%

Al di sopra di 54°	Colpo di calore imminente (pericolo di morte).
Da 46° a 53°	Grave pericolo. Sospendere le attività fisiche.
Da 40° a 45°	Sensazione di malessere generalizzato. Pericolo. Evitare gli sforzi.
Da 35° a 39°	Malessere ben percepito. Prudenza. Limitare le attività fisiche gravose.
Da 30° a 34°	Sensazione di malessere più o meno significativa.
Al di sotto di 29°	Poche persone percepiscono disagio.

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Stato di benessere ambientale:

Il presupposto del benessere ambientale è che un insieme di grandezze fisiche riferite all'ambiente assumano valori opportuni.
Gli impianti di climatizzazione per il benessere hanno proprio lo scopo di controllare opportunamente i valori di alcune di queste grandezze all'interno dell'ambiente costruito: innanzitutto quelle da cui dipende il benessere termico degli individui (***temperatura***, ***eventualmente umidità*** e ***velocità dell'aria nella zona occupata***, ed almeno ***in alcuni casi la temperatura radiante***);
poi possono controllare la ***ventilazione degli ambienti***, dalla quale dipende il mantenimento di condizioni di igiene ambientale oltre che la diluizione di odori molesti (in sostanza la "***qualità dell'aria***").
Dal funzionamento dell'impianto di climatizzazione non dovrà inoltre conseguire una ***rumorosità ambientale od esterna*** che possa costituire disturbo.
Valori opportuni di questi parametri costituiscono dunque condizioni di progetto degli impianti di climatizzazione per il benessere.
Sui criteri di scelta di questi valori, anche nella prospettiva di voler contemperare le esigenze di benessere ambientale con quelle di una gestione energeticamente efficiente degli impianti, si tratterà in questa lezione.

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

POTENZA METABOLICA SPECIFICA PER DIFFERENTI TIPI DI ATTIVITA'

Tipo di attività svolta	Potenza metabolica specifica M W/m²	met
In riposo:		
- dormiente	43	0,7
- coricato	47	0,8
- seduto	58	1,0
- in piedi	70	1,2
Attività sedentaria: - abitazione, ufficio, scuola	70	1,2
Attività leggera, in piedi: - negozi, grandi magazzini, laboratori, industria leggera	93	1,6
Attività media in piedi - macchine utensili, commessi di negozio, lavori domestici	116	2,0
Attività pesante: - macchine utensili complesse, riparazioni autovetture, assemblaggio impianti, ginnastica	175	3,0

Per quanto riguarda l'area della superficie corporea A [m²] questa può essere mediamente espressa in funzione della massa m [kg] dell'individuo e della sua altezza h [m]: un ʼindividuo di corporatura media (m = 70 kg; h = 1,70 m) ha un'area della superficie corporea pari a A = 1,80 m².

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Tipo di abbigliamento	Resistenza termica specifica I m² K/W	clo
Nudo	0	0
Pantaloncini corti	0,016	0,1
Tipica tenuta tropicale: -slip, calzoncini, camicia a collo aperto e maniche corte, calzini e sandali	0,047	0,3
Abbigliamento leggero estivo: -slip, pantaloncini leggeri, camicia a collo aperto e maniche corte, calzini e scarpe	0,047	0,3
Tenuta da lavoro leggera: -biancheria intima leggera, camicia da lavoro in cotone a maniche lunghe, pantaloni da lavoro, calze in lana e scarpe	0,11	0,7
Abbigliamento invernale tipico per interni: -biancheria intima, camicia a maniche lunghe, pantaloni, pull-over a maniche lunghe, calze pesanti e scarpe	0,16	1,0
Tenuta tradizionale europea pesante per lavoro: -biancheria intima a maniche e gambe lunghe, camicia, abito completo con pantaloni, giacca e gilet, calze in lana e scarpe invernali	0,23	1,5
Abbigliamento in uso nei paesi a clima polare	0,46-0,62	3-4

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Ad esempio, di seguito due situazioni differenti che potrebbero presentarsi:

Impiegato
Attività: 1,2 Met
Abbigliamento: 0,5 Clo

Operaio
Attività: 2 Met
Abbigliamento: 0,8 Clo

Le condizioni di progetto di un impianto di climatizzazione

Di seguito la temperatura interna di progetto [° C] da UNI EN 15251, che tiene conto delle differenti percentuali di insoddisfatti (PPD):

Categoria	Stagione invernale			Stagione estiva		
	I	II	III	I	II	III
	PPD <6%	PPD <10%	PPD <15%	PPD <6%	PPD <10%	PPD <15%
Edifici residenziali (spazi di soggiorno)	21	20	18	25,5	26	27
Edifici residenziali (altri spazi)	18	16	14	-	-	-
Bagni	25	24	23			
Uffici singoli	21	20	19	25,5	26	27
Uffici a spazio aperto	21	20	19	25,5	26	27
Sala conferenze	21	20	19	25,5	26	27
Auditorium	21	20	19	25,5	26	27
Bar – Ristorante	21	20	19	25,5	26	27
Aule scolastiche	21	20	19	25,5	26	27
Scuola materna	19	17,5	16,5	24,5	25,5	26
Asilo nido	21	20	19			
Supermercato	17,5	16	15	24	25	26
Chiese	16	15	14			
Musei - Gallerie	17,5	16	15			

Fonte: Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica. Miniguida AiCARR

Dimensionamento e criteri di progettazione degli impianti idronici

- calcolo della potenza estiva richiesta dalla pompa di calore (esempi)
- reti idroniche: portata e prevalenza dei gruppi di circolazione (esempi)
- e.1: Esempio di selezione di una pompa di calore e di dimensionamento di una rete di distribuzione acqua termostatata
- scelta dei terminali di impianto
- e.2: Esempio di dimensionamento di un radiatore di calore in funzione delle temperature acqua ingresso-uscita radiatore
- e.3: Esempio di selezione di un ventilconvettore
- le reti di distribuzione: a colonne montanti ed a zone

Potenza richiesta dalla PDC: metodi di calcolo semplificati per la stima dei carichi estivi

1 Impianti idronici: stima dei carichi totali di raffreddamento

Dati approssimati per i carichi di illuminazione q_i [W/m^2] ed i carichi totali di raffreddamento Q_t [W/m^2] in vari tipi di edificio:

ASHRAE,
Pocket Guide for Air Conditioning, Heating, Ventilation, Refrigeration.

Fonte (rielaborata) da:
Mini Guida AiCARR
II edizione

Edificio / livello	q_i [W/m^2]			Q_t [W/m^2]		
	basso	medio	alto	basso	medio	alto
Appartamenti	10	20	45	85	95	110
Abitazioni	10	20	45	65	75	100
Auditorium, chiese, teatri	10	20	30	95	150	415
Scuole. Collegi, università	20	45	65	160	205	250
Officine montaggio	30	50	65	160	250	415
Lavorazioni leggere	100	110	130	190	250	385
Lavorazioni pesanti	160	500	650	385	475	625
Ospedali, degenze	10	15	20	135	170	225
Ospedali, aree aperte al pubblico	10	15	20	215	270	345
Hotel, motel, dormitori	10	20	30	110	125	170
Librerie, musei	10	15	30	110	135	190
Edifici per uffici (valori totali)	45	65	100	105	135	200
Ristoranti	15	20	25	280	385	475
Barbieri, istituti di bellezza	35	50	100	160	240	355
Grandi magazzini (piano terra)	20	35	45	110	135	170
Grandi magazzini (piano principale)	40	65	100	110	155	250
Grandi magazzini (piani superiori)	20	30	40	95	110	135
Abbigliamento	10	20	45	110	135	205
Farmacia	10	20	35	210	280	345
Cappelli	10	20	35	120	140	205
Scarpe	10	20	35	125	170	250
Gallerie	10	15	20	105	165	240

Potenza richiesta dalla PDC: metodi di calcolo semplificati per la stima dei carichi estivi

1 Impianti idronici: stima dei carichi totali di raffreddamento

Di seguito un esempio di utilizzo della tabella per il calcolo semplificato dei carichi estivi:
Esempio 1: Ristorante. L'edificio ha le seguenti caratteristiche:

- superficie totale utile: 120 m^2;
- ubicazione: Milano (45° lat. nord) – Esposizione ad Est
- condizioni termoigrometriche esterne estive: 32 ° C con i1 50% UR;
- condizioni termoigrometriche interne estive: 25 ° C con i 50% UR;
- Carico dovuto all'illuminazione, dipendente dai corpi illuminanti installati: 20 W/m^2;

Dalla tabella si ricava:

- Potenzialità frigorifera totale: 385 W/ m^2;

Con il metodo rapido si ricava:
potenzialità frigorifera: 46,2 kW.

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Grandezze fondamentali per il progetto delle reti idrauliche

- Portata;
- Prevalenza.

Portata: quantità d'acqua che attraversa i vari rami della rete nell'unità di tempo. Si misura in [l/s], come indicato dal S.I. oppure, per comodità, in litri l'ora [l/h];

Prevalenza: è la pressione dell'acqua nella sezione considerata del circuito. Si misura in chilopascal [kPa], come indicato dal S.I. oppure, per comodità, in millimetri di colonna d'acqua [mm.c.a.].

IMPORTANTE:

- *La prevalenza è data all'acqua dalla pompa che fa circolare l'acqua all'interno del circuito vincendo le perdite di carico incontrate;*
- *Esistono vari tipi di pompe, ma nel campo della climatizzazione si usano solo le pompe centrifughe;*
- *La parte operatrice di questo tipo di pompe è costituita da un rotore palettato che manda l'acqua in pressione sfruttando la forza centrifuga.*

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Grandezze fondamentali per il progetto delle reti idrauliche

La Potenza termica o frigorifera che deve essere erogata dai vari terminali d'impianto è strettamente legata alla portata d'acqua che attraversa i terminali stessi. I vari rami della rete saranno attraversati da differenti portate d'acqua, in funzione della potenza che i terminali d'impianto alimentati dai differenti rami della rete dovranno erogare.

$$P = Q \times \Delta T \times c_p \times \rho$$

dove

P = Potenza termica o frigorifera in [kcal/h];

Q = Portata d'acqua [l/h];

ΔT = Differenza di temperatura tra ($T_{mandata} - T_{ritorno}$), [° C];

c_p = Calore specifico acqua = 1 [kcal/(kg° C)] a T_{acqua} = 15° C e P = 1 atm;

ρ = peso specifico acqua = 1 [kg/l]

Es.

- P_{otenza} = 93 kW ≈ 80.000 [kcal/h]; (*per convertire i kW in kcal/h: 1 kW = 860 kcal/h*)

- ΔT = 5[° C] (temperatura in mandata: 7 ° C; temperatura in ritorno: 12 ° C;)

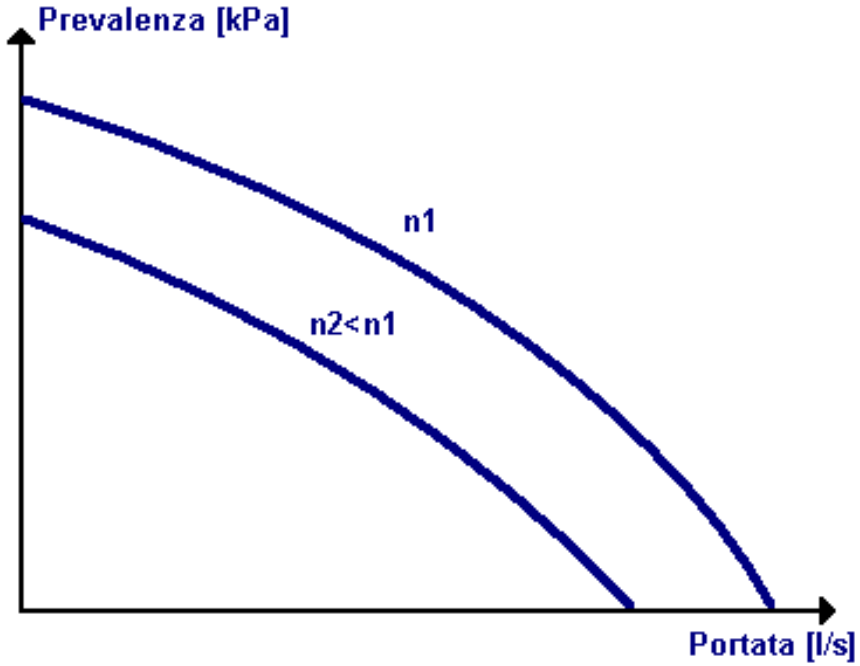
si ha **Q =** Portata acqua refrigerata = P / ΔT = 80.000 / 5 = **16.000 [litri/ora]**.

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

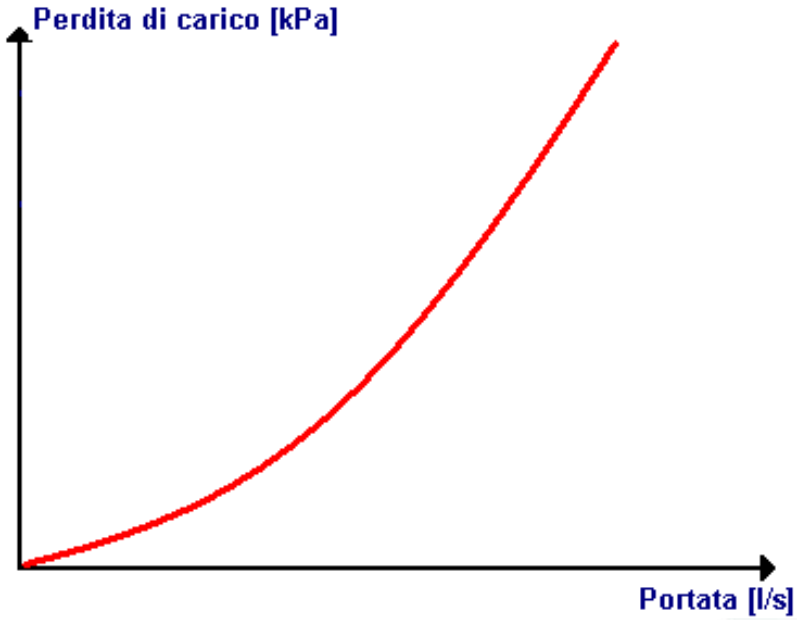
Dimensionamento dei sistemi idronici

Grandezze fondamentali per il progetto delle reti idrauliche

Curva caratteristica di una pompa centrifuga



Curva caratteristica del circuito idraulico



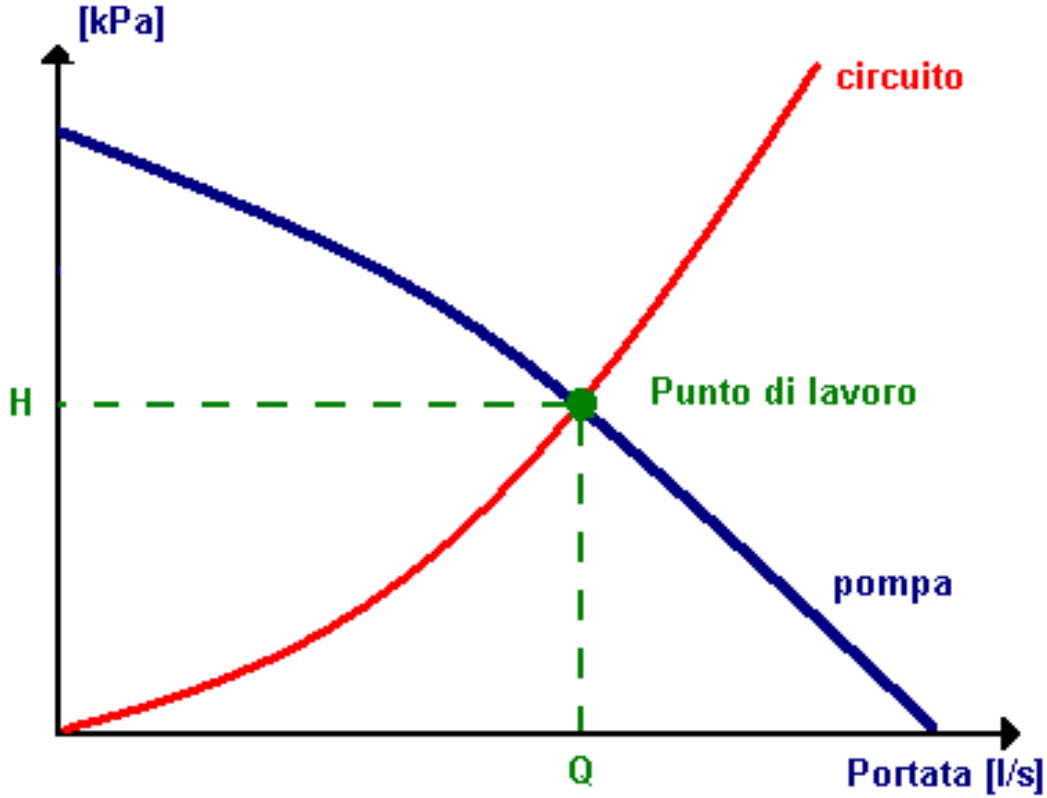
- *Per circuito idraulico utilizzatore si intende la serie delle tubazioni, dei terminali d'impianto e dei dispositivi idraulici;*
- *La curva caratteristica del circuito utilizzatore fornisce la perdita di carico che l'acqua subisce nel percorrere il circuito al variare della portata;*

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Punto di lavoro della pompa inserita nel circuito idraulico

Il punto di lavoro o di funzionamento indica l'effettiva portata Q e l'effettiva prevalenza H che la pompa fornirà al circuito utilizzatore. Il punto di lavoro si ottiene semplicemente sovrapponendo la curva della pompa e quella del circuito:

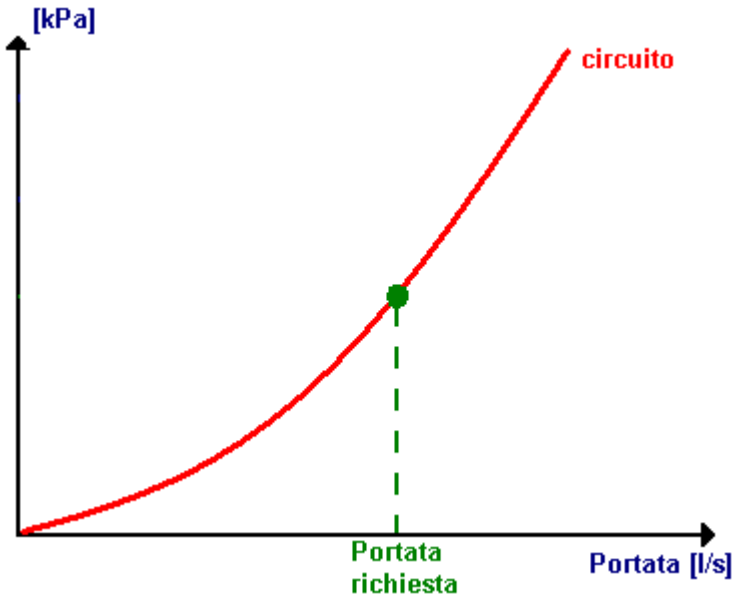


Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

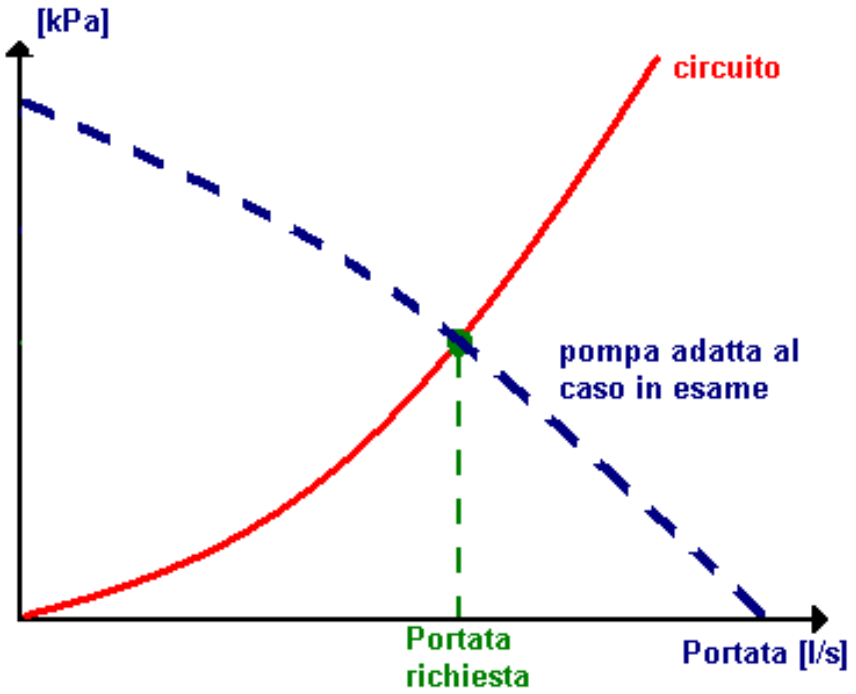
Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa

Sia quella mostrata in figura la curva di resistenza del circuito e sia data la portata richiesta:



Tra le pompe disponibili in commercio occorrerà scegliere quelle la cui curva caratteristica interseca la curva del circuito proprio nel punto di lavoro voluto:



Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico

Perdite di carico distribuite (o continue) - r:

Sono dovute all'attrito tra l'acqua e le pareti interne dei tubi; sono dette distribuite perché sono distribuite lungo tutto il circuito.

$$r = (F / D) \; X \; (\rho \; v^2 / 2) \quad [kPa/m; \; mm.c.a./m]$$

- F un fattore adimensionale che dà conto della rugosità della parete del tubo;
- D è il diametro interno del tubo [m];
- ρ è la densità dell'acqua alla temperatura media di esercizio [kg/m³];
- v è la velocità media dell'acqua [m/s].

Perdite di carico concentrate (o localizzate) - z:

Sono quelle che l'acqua incontra laddove vi sono particolarità come la presenza di dispositivi idraulici e terminali d'impianto oppure laddove vi sono variazioni brusche del diametro del tubo, curve, derivazioni etc…

$$z = k \; \rho \; v^2 / 2 \quad [kPa; \; mm.c.a.]$$

- k è detto "coefficiente di perdita localizzata" e dipende dalla geometria della particolarità che ha creato la resistenza (accidentalità).

Parametro tabellato.

Le perdite di carico si misurano in [kPa] oppure in [mm.c.a.]. Vale la seguente formula di conversione:

1 mm.c.a. ≈ 10 Pa

1 m.c.a. ≈ 10 kPa

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Scelta dei diametri dei tubi e calcolo delle perdite di carico distribuite:

•Calcolo delle perdite di carico distribuite: solo dopo avere definito i diametri dei tubi.

• Scelta dei diametri dei tubi: si pongono limitazioni alla velocità dell'acqua.

• Acqua troppo lenta: formazione di sacche d'aria all'interno dei tubi, conseguenti gorgoglii e irregolare flusso dell'acqua (inoltre la presenza d'aria all'interno delle tubazioni favorisce la corrosione);

• Acqua troppo veloce: perdite di carico inaccettabili, pompe molto costose ed ingombranti (l'eccessiva velocità dell'acqua produce rumorosità e può addirittura portare a rottura le tubazioni per erosione).

Le velocità consigliate per i vari tipi di tubazioni sono quelle riportate nella tabella seguente:

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Scelta dei diametri dei tubi e calcolo delle perdite di carico distribuite:

•Calcolo delle perdite di carico distribuite: solo dopo avere definito i diametri dei tubi.

• Scelta dei diametri dei tubi: si pongono limitazioni alla velocità dell'acqua.

• Acqua troppo lenta: formazione di sacche d'aria all'interno dei tubi, conseguenti gorgoglii e irregolare flusso dell'acqua (inoltre la presenza d'aria all'interno delle tubazioni favorisce la corrosione);

• Acqua troppo veloce: perdite di carico inaccettabili, pompe molto costose ed ingombranti (l'eccessiva velocità dell'acqua produce rumorosità e può addirittura portare a rottura le tubazioni per erosione).

Le velocità consigliate per i vari tipi di tubazioni sono quelle riportate nella tabella seguente:

TAB. 1 - Velocità (m/s) consigliate per reti ad acqua calda e refrigerata

	tubazioni principali	tubazioni secondarie	derivazioni ai corpi scaldanti
tubi in acciaio	1,5 ÷ 2,5	0,5 ÷ 1,5	0,2 ÷ 0,7
tubi in rame	0,9 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,9	0,2 ÷ 0,5
tubi in mat. plastico	1,5 ÷ 2,5	0,5 ÷ 1,5	0,2 ÷ 0,7

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Scelta dei diametri dei tubi e calcolo delle perdite di carico distribuite:

Poiché le perdite distribuite dipendono dal quadrato della velocità dell'acqua, porre limiti alla velocità equivale a porre limiti alle perdite di carico continue.

Per gli impianti di climatizzazione si impongono alle perdite continue i seguenti limiti inferiore e superiore:

$$r = 20 \div 30 \ [mm.c.a./m]$$

Usando tabelle come quella mostrata di seguito, sarà possibile determinare il diametro del tubo a partire dalla conoscenza della portata d'acqua: la tabella fornisce la perdita di carico distribuita per metro di tubo:

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r	G v											
20	152 0,33	296 0,39	637 0,48	1189 0,56	2490 0,68	3735 0,75	7000 0,88	13958 1,05	21414 1,17	43381 1,39	75182 1,60	121770 1,81
22	159 0,35	311 0,41	670 0,50	1251 0,59	2620 0,71	3930 0,79	7366 0,92	14688 1,10	22534 1,23	45649 1,47	79114 1,69	128138 1,91
24	167 0,37	326 0,43	702 0,53	1311 0,62	2745 0,74	4117 0,83	7717 0,97	15387 1,15	23607 1,29	47823 1,54	82882 1,77	134241 2,00
26	174 0,38	340 0,45	733 0,55	1368 0,64	2865 0,78	4297 0,86	8055 1,01	16060 1,20	24639 1,34	49915 1,60	86507 1,84	140111 2,08
28	181 0,40	354 0.47	762 0,57	1424 0,67	2980 0,81	4471 0,90	8380 1,05	16709 1,25	25635 1,40	51933 1,67	90004 1,92	145776 2,17
30	188 0,41	367 0,49	791 0,59	1477 0,70	3092 0,84	4639 0,93	8695 1,09	17337 1,30	26599 1,45	53885 1,73	93386 1,99	151254 2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Esempio

portata d' acqua refrigerata: 16.000 [litri/ora];

temperatura in mandata: 7 ° C;

temperatura in ritorno: 12 ° C;

(temperatura media circa pari a 10 ° C)

lunghezza L del circuito: 60 [metri]

Determinare il diametro del tubo (che supponiamo dover essere in acciaio) e, calcolare la perdita di carico distribuita lungo il circuito.

Facendo uso della tabella si entra con il valore della portata e si ottiene in verticale il diametro da assegnare al tubo ed in orizzontale la perdita di carico distribuita per ogni metro di tubo:

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r						G						
						v						
20	152	296	637	1189	2490	3735	7000	13958	21414	43381	75182	121770
	0,33	0,39	0,48	0,56	0,68	0,75	0,88	1,05	1,17	1,39	1,60	1,81
22	159	311	670	1251	2620	3930	7366	14688	22534	45649	79114	128138
	0,35	0,41	0,50	0,59	0,71	0,79	0,92	1,10	1,23	1,47	1,69	1,91
24	167	326	702	1311	2745	4117	7717	15387	23607	47823	82882	134241
	0,37	0,43	0,53	0,62	0,74	0,83	0,97	1,15	1,29	1,54	1,77	2,00
26	174	340	733	1368	2865	4297	8055	16060	24639	49915	86507	140111
	0,38	0,45	0,55	0,64	0,78	0,86	1,01	1,20	1,34	1,60	1,84	2,08
28	181	354	762	1424	2980	4471	8380	16709	25635	51933	90004	145776
	0,40	0.47	0,57	0,67	0,81	0,90	1,05	1,25	1,40	1,67	1,92	2,17
30	188	367	791	1477	3092	4639	8695	17337	26599	53885	93386	151254
	0,41	0,49	0,59	0,70	0,84	0,93	1,09	1,30	1,45	1,73	1,99	2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Dalla tabella si ottiene:

Diametro nominale tubo: D = 2 1/2";

Perdita di carico distribuita al metro: r = 26 [mm.c.a.]

Velocità dell'acqua: 1,20 [m/s]

La perdita di carico continua per l'intero circuito è data da:

R = r x L = 26 [mm.c.a./m] x 60 [m] = 1.560 [mm.c.a.] ≈ 15,6 [kPa]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico concentrate

Dipendono dalla particolare accidentalità: curva, derivazione, variazione di diametro, valvola, batteria del ventilconvettore, scambiatore a piastre….

Vale la formula:

$$z = k \rho v^2 / 2 \quad [kPa; mm.c.a.]$$

Per le perdite concentrate si dispone di tabelle di calcolo come le due tabelle seguenti:

- la prima fornisce il valore del coefficiente di perdita concentrata k relativo al tipo di accidentalità;
- la seconda fornisce il valore della perdita concentrata in [mm.c.a.]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico concentrate

Valori del coefficiente di perdita concentrata k (adimensionale)				
Diametro interno (tubi in rame e tubi in PEX) Diametro esterno (tubi in acciaio)	8÷16 mm 3/8" ÷ 1/2"	18÷28 mm 3/4" ÷ 1"	30÷54 mm 1 1/4" ÷ 2"	> 54 mm > 2"
Tipologia di accidentalità				
Curva larga a 90° con rapporto R/D > 3,5	1,0	0,5	0,3	0,3
Curva normale a 90° con rapporto R/D = 2,5	1,5	1,0	0,5	0,4
Curva stretta a 90° con rapporto R/D = 1,5	2,0	1,5	1,0	0,8
Allargamento di sezione	1,0			
Restringimento di sezione	0,5			
Diramazione o confluenza a T	3,0			
Valvola a sfera a passaggio totale	0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto	1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a ritegno	3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola a tre vie	10,0	10,0	8,0	8,0

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico concentrate

TAB. 2b - Perdite di carico localizzate in mm c.a. per $\Sigma\xi = 1 \div 15$ (temp. acqua = 80°C)

velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1,10	60	120	180	240	300	360	420	480	540	600	659	719	779	839	899
1,20	71	143	214	285	357	428	499	571	642	713	785	856	927	999	1,070
1,30	84	167	251	335	419	502	586	670	754	837	921	1.005	1.089	1.172	1.256
1,40	97	194	291	388	486	583	680	777	874	971	1,068	1.165	1.262	1.360	1.457
1,50	111	223	334	446	557	669	780	892	1.003	1.115	1.226	1.338	1.449	1.561	1.672
1,60	127	254	381	507	634	761	888	1.015	1.142	1.268	1.395	1.522	1.649	1.776	1.903
1,70	143	286	430	573	716	859	1.002	1.146	1.289	1.432	1.575	1.718	1.861	2.005	2.148
1,80	161	321	482	642	803	963	1.124	1.284	1.445	1.605	1.766	1.926	2.087	2.247	2.408
1,90	179	358	537	715	894	1.073	1.252	1.431	1.610	1.789	1.967	2.146	2.325	2.504	2.683
velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

TAB. 3 - Fattori di conversione per temperature dell'acqua diverse da 80°C

10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
1,029	1,027	1,025	1,021	1,017	1,012	1,006	1,000	0,993

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico concentrate

Esempio

Supponiamo che per il caso del circuito precedente (ved. esempio sul calcolo delle perdite distribuite) si vogliano ora calcolare le perdite concentrate dovute alla presenza di:

- N° 2 curve normali a 90° ;
- N° 1 valvola a 3 vie;
- N° 1 valvola a sfera a passaggio ridotto.

Dalla prima tabella calcolo la sommatoria Σ k (ricordiamo che è D = 2 1/2", tubo d'acciaio):

$$\Sigma k = 0{,}4*2+8+0{,}6 = 9{,}4 \approx 10$$

(approssimare sempre per eccesso)

Dalla seconda tabella, ricordando che la velocità dell'acqua all'interno della tubazione era v = 1,2 [m/s],

si determina la perdita di carico concentrata in [mm.c.a.]: z=713 [mm.c.a.] con acqua a T=80° C.

Essendo la temperatura media dell'acqua pari a T=10° C si ha **z=713*1,029 = 734 [mm.c.a.]**

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite + concentrate

Essendo quindi:

- **R = r x L = 26 [mm.c.a./m] x 60 [m] = 1.560 [mm.c.a.] ≈ 15,6 [kPa]**
- **z=713*1,029 = 734 [mm.c.a.]**

La perdita di carico totale è data allora da:

$$R + z = 15,6 + 7,34 \approx 23 \text{ [kPa]}$$

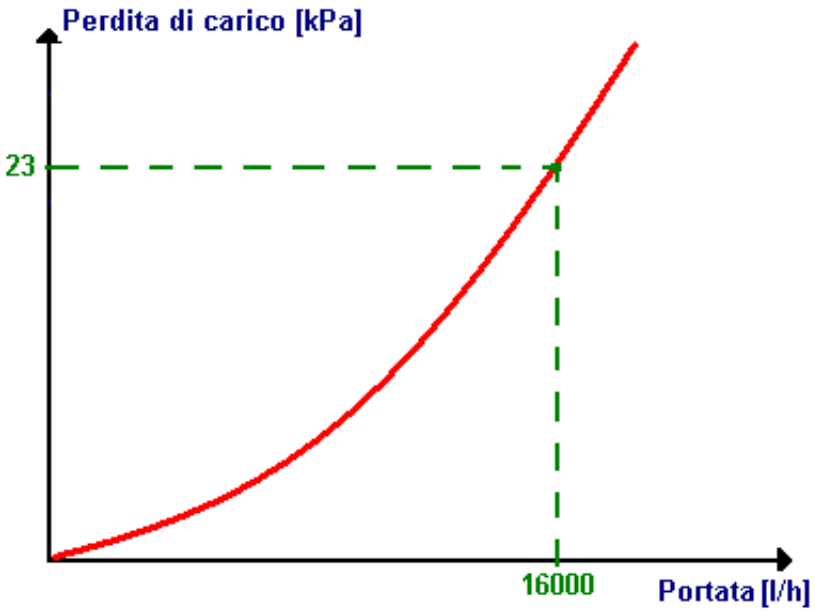
Per una portata d'acqua pari a, ricordiamo, **Q = 16.000 [l/h]**.

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

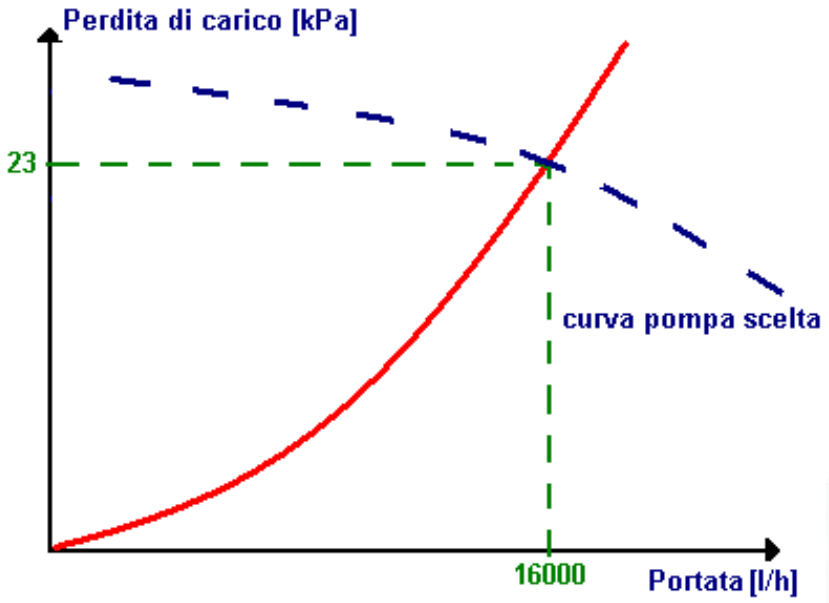
Esempio di scelta della pompa

Curva caratteristica del circuito utilizzatore:



Il circuito utilizzatore avrà pertanto la curva caratteristica sopra riportata.

Curva caratteristica pompa–circuito utilizzatore:



La pompa dovrà poter fornire la prevalenza di 23 [kPa] alla portata di 16.000 [l/h]. La curva caratteristica della pompa dovrà passare per il punto di lavoro (16000; 23). In queste condizioni il punto di lavoro sarà quello voluto: sarà smaltita la portata richiesta pari a 16.000 [l/h] vincendo la perdita di carico pari a 23 [kPa].

Dimensionamento e criteri di progettazione degli impianti idronici

- e.1: Esempio di selezione di una pompa di calore e di dimensionamento di una rete di distribuzione acqua termostatata

Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

ENEA
AGENZIA NAZIONALE PER LE NUOVE TECNOLOGIE, L'ENERGIA E LO SVILUPPO ECONOMICO SOSTENIBILE

Palazzina uffici impianto di trattamento meccanico rifiuti

Dati climatici della località:

Comune	:	SAN GIOVANNI TEATINO	
Provincia	:	CH	
Altitudine	:	15	m slm
Gradi giorno	:	1735	
Zona climatica	:	D	
Velocità max del vento	:	4,0	m/s
Temp. esterna di progetto	:	2,0	°C
Temp. interna di progetto	:	20	°C
Differenza di temp. di progetto	:	18,0	°C

Dati geometrici dell' edificio:

Superficie esterna	:	2411,40	m²
Volume lordo	:	3320,62	m³
Fattore di forma S/V	:	0,726	m²/m³
Cd ammissibile	:	0,748	W/m³K
Valori limite Cd ammissibile	:	0,382	W/m³K (S/V < 0,2)
		0,869	W/m³K (S/V > 0,9)

Totale edificio:	**Sup. (m²) = 2411,41**

Riassunto locali
Coefficiente di sicurezza assunto: 1,15

Nr.	zona	Descrizione		Potenza W Pt	Pv	Pg x 1,15 =	Pgc
1	1	LOCALE TECNICO		799	144	943	1084
2	1	INFERMERIA		1135	203	1338	1539
3	1	WC DONNE		260	57	317	365
4	1	WC UOMINI		243	53	296	340
5	1	DISIMPEGNO		135	50	185	213
6	1	RECEPTION		3833	699	4532	5212
7	1	MAGAZZINO		534	110	644	741
8	1	MENSA		1626	424	2050	2358
9	1	SPOGLIATOIO UOMINI		1675	242	1917	2205
10	1	SPOGLIATOIO DONNE		520	157	677	779
11	1	CORRIDOIO SPOGLIATOI		601	149	750	863
12	1	LABORATORIO ANALISI		2348	375	2723	3131
13	1	WC DONNE		329	52	381	438
14	1	WC UOMINI		324	51	375	431
15	1	UFFICIO		2847	450	3297	3792
16	1	DISIMPEGNO		379	88	467	537
17	1	ARCHIVIO		578	110	688	791
18	1	LOCALE SERVER		262	62	324	373
19	1	LOCALE ASCENSORE		848	166	1014	1166
20	1	UFFICIO SUP.		4099	729	4828	5552
21	1	SALA RIUNIONI		6362	1627	7989	9187
22	1	WC DONNE		242	51	293	337
23	1	WC UOMINI		238	50	288	331
24	1	DISIMPEGNO		173	65	238	274
25	1	UFFICIO		2321	505	2826	3250
		ZONA 1	- Totali:	32711	6669	39380	45287

Potenza termica per trasmissione:	Pt totale	32711	W
Potenza termica per ventilazione:	Pv totale	6669	W
Potenza termica totale:	Pg totale	39380	W
Potenza termica corretta (+ 15 %)	Pgc totale	45287	W

Selezione pompa di calore

NECS-N B

DATI TECNICI GENERALI — ***GENERAL TECHNICAL DATA***

GRANDEZZA	*SIZE*			0152	0182	0202	0252	0302	0352	0412
NECS-N			(1)							
Potenza frigorifera	***Cooling capacity***	**kW**		**38**	**43**	**48**	**58**	**72**	**82**	**94**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		13	15	18	19	27	31	34
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		14	16	19	20	28	32	36
Portata acqua scambiatore	*Exchanger water flow*	m³/h		6	7	8	10	12	14	16
Perdite di carico scambiatore	*Exchanger water pressure drop*	kPa		57	47	42	42	51	53	57
Controllore Elettronico	*ElectronicControl*	W3000		*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*
NECS-N			(2)							
Potenza termica	***Heating capacity***	**kW**		**43**	**48**	**54**	**65**	**81**	**93**	**105**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		13	15	17	20	25	28	32
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		14	16	18	21	26	30	34
Portata acqua scambiatore	*Exchanger water flow*	m³/h		7	8	9	11	14	16	18
Perdite di carico scambiatore	*Exchanger water pressure drop*	kPa		75	61	54	55	66	69	73
NECS-ND			(1) (5)							
Potenza frigorifera	***Cooling capacity***	**kW**		**39**	**44**	**50**	**60**	**75**	**86**	**97**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		12	14	18	18	26	29	33
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		13	15	19	20	27	31	35
Potenza termica al desurriscaldatore	*Desuperheater thermal capacity*	kW		11	13	16	17	24	27	30
Portata acqua evaporatore	*Evaporator water flow*	m³/h		7	8	9	10	13	15	17
Perdite di carico evaporatore	*Evaporator water pressure drop*	kPa		61	51	45	45	55	57	61
Portata acqua desurriscaldatore	*Desuperheater water flow*	m³/h		2	2	3	3	4	5	5
Perdite di carico desurriscaldatore	*Desuperheater water pressure drop*	kPa		7	9	14	15	15	20	24
Controllore Elettronico	*ElectronicControl*	W3000		*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*
Ventilatori	***Fans***									
Numero ventilatori	*Number of fans*	n		4	4	4	6	6	6	8
Portata aria	*Air flow*	m³/s		5,2	5,2	5,2	7,7	7,7	7,5	10,4
Compressori	***Compressors***									
Numero compressori	*Number of compressors*	n		2	2	2	2	2	2	2
Numero circuiti	*Number of circuits*	n		1	1	1	1	1	1	1
Gradini di capacità (unità)	*Capacity steps (unit)* STD+OPT	n		2	2	2	2	2	2	2
Carica	***Charge***									
Refrigerante	*Refrigerant*	Kg		8,7	9	9,4	12,9	13,3	18,2	19
Olio	*Oil*	Kg		5	7	7	7	8	9	9
Peso in funzionamento	***Operating weight***	Kg		400	410	420	500	630	690	770
Potenza sonora	***Sound power level***		(4) dB(A)	84	84	84	84	85	86	86
Pressione sonora	***Sound pressure level***		(3) dB(A)	55	55	55	55	56	57	57

(1) Acqua evaporatore (in/out) 12/7 °C
Aria condensatore (in) 35 °C
(2) Acqua condensatore (in/out) 40/45 °C
Aria evaporatore (in) 7 °C R.H. 87%
(3) Ad 10 metri (vedi sezione "Livelli sonori a pieno carico")
(4) Secondo Eurovent (vedi sezione "Livelli sonori a pieno carico")
(5) Acqua desurriscaldatore (in/out) 40/45 °C

Selezione pompa di calore

DATI TECNICI GENERALI — **NECS-N B** — ***GENERAL TECHNICAL DATA***

GRANDEZZA	*SIZE*			0152	0182	0202	0252	0302	0352	0412
NECS-N			(1)							
Potenza frigorifera	***Cooling capacity***	**kW**		**38**	**43**	**48**	**58**	**72**	**82**	**94**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		13	15	18	19	27	31	34
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		14	16	19	20	28	32	36
Portata acqua scambiatore	*Exchanger water flow*	m³/h		6	7	8	10	12	14	16
Perdite di carico scambiatore	*Exchanger water pressure drop*	kPa		57	47	42	42	51	53	57
Controllore Elettronico	*ElectronicControl*	W3000		*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*
NECS-N			(2)							
Potenza termica	***Heating capacity***	**kW**		**43**	**48**	**54**	**65**	**81**	**93**	**105**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		13	15	17	20	25	28	32
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		14	16	18	21	26	30	34
Portata acqua scambiatore	*Exchanger water flow*	m³/h		7	8	9	11	14	16	18
Perdite di carico scambiatore	*Exchanger water pressure drop*	kPa		75	61	54	55	66	69	73
NECS-ND			(1) (5)							
Potenza frigorifera	***Cooling capacity***	**kW**		**39**	**44**	**50**	**60**	**75**	**86**	**97**
Potenza assorbita compressori	*Compressor power input*	kW		12	14	18	18	26	29	33
Potenza assorbita totale (unità)	*Total power input (unit)*	kW		13	15	19	20	27	31	35
Potenza termica al desurriscaldatore	*Desuperheater thermal capacity*	kW		11	13	16	17	24	27	30
Portata acqua evaporatore	*Evaporator water flow*	m³/h		7	8	9	10	13	15	17
Perdite di carico evaporatore	*Evaporator water pressure drop*	kPa		61	51	45	45	55	57	61
Portata acqua desurriscaldatore	*Desuperheater water flow*	m³/h		2	2	3	3	4	5	5
Perdite di carico desurriscaldatore	*Desuperheater water pressure drop*	kPa		7	9	14	15	15	20	24
Controllore Elettronico	*ElectronicControl*	W3000		*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*	*Base*
Ventilatori	***Fans***									
Numero ventilatori	*Number of fans*	n		4	4	4	6	6	6	8
Portata aria	*Air flow*	m³/s		5,2	5,2	5,2	7,7	7,7	7,5	10,4
Compressori	***Compressors***									
Numero compressori	*Number of compressors*	n		2	2	2	2	2	2	2
Numero circuiti	*Number of circuits*	n		1	1	1	1	1	1	1
Gradini di capacità (unità)	*Capacity steps (unit)* STD+OPT	n		2	2	2	2	2	2	2
Carica	***Charge***									
Refrigerante	*Refrigerant*	Kg		8,7	9	9,4	12,9	13,3	18,2	19
Olio	*Oil*	Kg		5	7	7	7	8	9	9
Peso in funzionamento	***Operating weight***	Kg		400	410	420	500	630	690	770
Potenza sonora	***Sound power level***		(4) dB(A)	84	84	84	84	85	86	86
Pressione sonora	***Sound pressure level***		(3) dB(A)	55	55	55	55	56	57	57

(1) Acqua evaporatore (in/out) 12/7 °C
Aria condensatore (in) 35 °C
(2) Acqua condensatore (in/out) 40/45 °C
Aria evaporatore (in) 7 °C R.H. 87%
(3) Ad 10 metri (vedi sezione "Livelli sonori a pieno carico")
(4) Secondo Eurovent (vedi sezione "Livelli sonori a pieno carico")
(5) Acqua desurriscaldatore (in/out) 40/45 °C

Selezione pompa di calore

PRESTAZIONI IN POMPA DI CALORE — **NECS-N B** — ***HEAT PUMP CAPACITY PERF.***

0182																		
Ta	-5	0	5	7	10	15	-5	0	5	7	10	15	-5	0	5	7	10	15
Tcd	30,0						35,0						40,0					
Pt	36,4	41,2	46,7	49,2	53,0	59,9	36,3	41,1	46,5	48,9	52,6	59,2	36,2	41,0	46,2	48,5	52,1	58,4
Qcd	6,3	7,1	8,1	8,5	9,2	10,4	6,3	7,1	8,1	8,5	9,1	10,3	6,3	7,1	8,0	8,4	9,0	10,2
Dpcd	34,5	44,3	56,9	63,0	73,1	93,6	34,4	44,2	56,6	62,4	72,2	91,6	34,4	44,0	56,1	61,7	71,1	89,5
Pa	9,9	10,0	10,2	10,3	10,5	10,8	11,2	11,3	11,5	11,6	11,8	12,1	12,7	12,8	12,9	13,0	13,1	13,4
Pat	10,9	11,0	11,2	11,3	11,5	11,8	12,2	12,3	12,5	12,6	12,8	13,1	13,7	13,8	13,9	14,0	14,1	14,4
Tcd	45,0						50,0						55,0					
Pt	36,2	40,8	45,9	48,1	51,5	57,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Qcd	6,3	7,1	8,0	8,4	9,0	10,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Dpcd	34,6	43,8	55,4	60,8	69,8	87,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pa	14,5	14,5	14,5	14,6	14,6	14,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pat	15,5	15,5	15,5	15,6	15,6	15,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Ta [°C] - aria esterna
Tcd [°C] - acqua uscente condensatore
Pt [kW] - potenza termica
Pa [kW] - potenza assorbita compressori
Pat [kW] - potenza assorbita totale
Qcd [m³/h] - portata acqua condensatore
Dpcd [kPa] - perdita di carico condensatore
" - " Condizioni fuori dei limiti di funzionamento
NOTA: I dati su fondino si riferiscono al funzionamento non silenziato

Ta [°C] - ambient air temperature
Tcd [°C] - condenser output water temperature
Pt [kW] - heating capacity
Pa [kW] - compressor power absorption
Pat [kW] - total power consumption
Qcd [m³/h] - condenser water flow rate
Dpcd [kPa] - unit pressure drop with hydronic-group
" - " Conditions outside the operating range
NOTE: Data on grey background: unit switched to non-silenced operation.

Dati climatici della località:

Comune	:	SAN GIOVANNI TEATINO	
Provincia	:	CH	
Altitudine	:	15	m slm
Gradi giorno	:	1735	
Zona climatica	:	D	
Velocità max del vento	:	4,0	m/s
Temp. esterna di progetto	:	2,0	°C
Temp. interna di progetto	:	20	°C
Differenza di temp. di progetto	:	18,0	°C

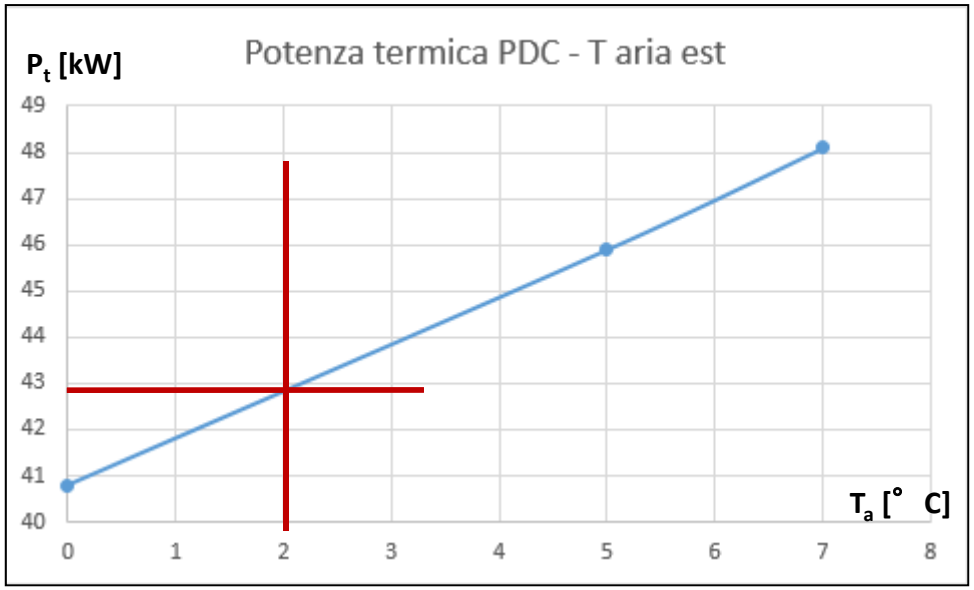
Selezione pompa di calore

PRESTAZIONI IN POMPA DI CALORE — **NECS-N B** — ***HEAT PUMP CAPACITY PERF.***

Dati climatici della località:

Comune	:	SAN GIOVANNI TEATINO	
Provincia	:	CH	
Altitudine	:	15	m slm
Gradi giorno	:	1735	
Zona climatica	:	D	
Velocità max del vento	:	4,0	m/s
Temp. esterna di progetto	:	2,0	°C
Temp. interna di progetto	:	20	°C
Differenza di temp. di progetto	:	18,0	°C

Potenza termica per trasmissione:	Pt totale	32711	W
Potenza termica per ventilazione:	Pv totale	6669	W
Potenza termica totale:	Pg totale	39380	W
Potenza termica corretta (+ 15 %)	Pgc totale	45287	W



PDC NECS-N B mod. 0182

$T_{aria\ esterna}$ = 2° C

T_{cd} = 45° C

P_t = 42,8 [kW]

Selezione pompa di calore

PRESTAZIONI IN POMPA DI CALORE — **NECS-N B** — ***HEAT PUMP CAPACITY PERF.***

0202																		
Ta	-5	0	5	7	10	15	-5	0	5	7	10	15	-5	0	5	7	10	15
Tcd	30,0						35,0						40,0					
Pt	41,7	46,4	52,1	54,7	58,9	66,8	41,4	46,3	52,1	54,7	58,8	66,3	41,3	46,3	52,0	54,5	58,5	65,7
Qcd	7,2	8,0	9,0	9,5	10,2	11,6	7,2	8,0	9,0	9,5	10,2	11,5	7,2	8,0	9,0	9,5	10,2	11,4
Dpcd	32,0	39,6	50,1	55,2	64,0	82,3	31,7	39,7	50,2	55,3	63,9	81,4	31,6	39,7	50,2	55,1	63,4	80,0
Pa	11,6	11,7	11,8	11,9	12,1	12,4	13,1	13,2	13,4	13,5	13,6	13,9	14,8	14,9	15,1	15,2	15,3	15,6
Pat	12,6	12,7	12,8	12,9	13,1	13,4	14,1	14,2	14,4	14,5	14,6	14,9	15,8	15,9	16,1	16,2	16,3	16,6
Tcd	45,0						50,0						55,0					
Pt	41,3	46,2	51,8	54,2	58,0	64,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Qcd	7,2	8,0	9,0	9,4	10,1	11,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Dpcd	31,8	39,8	49,9	54,6	62,6	78,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pa	16,8	16,9	17,0	17,1	17,2	17,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Pat	17,8	17,9	18,0	18,1	18,2	18,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Ta [°C] - aria esterna
Tcd [°C] - acqua uscente condensatore
Pt [kW] - potenza termica
Pa [kW] - potenza assorbita compressori
Pat [kW] - potenza assorbita totale
Qcd [m³/h] - portata acqua condensatore
Dpcd [kPa] - perdita di carico condensatore
" - " Condizioni fuori dei limiti di funzionamento
NOTA: I dati su fondino si riferiscono al funzionamento non silenziato

Ta [°C] - ambient air temperature
Tcd [°C] - condenser output water temperature
Pt [kW] - heating capacity
Pa [kW] - compressor power absorption
Pat [kW] - total power consumption
Qcd [m³/h] - condenser water flow rate
Dpcd [kPa] - unit pressure drop with hydronic-group
" - " Conditions outside the operating range
NOTE: Data on grey background: unit switched to non-silenced operation.

Dati climatici della località:

Comune	:	SAN GIOVANNI TEATINO	
Provincia	:	CH	
Altitudine	:	15	m slm
Gradi giorno	:	1735	
Zona climatica	:	D	
Velocità max del vento	:	4,0	m/s
Temp. esterna di progetto	:	2,0	°C
Temp. interna di progetto	:	20	°C
Differenza di temp. di progetto	:	18,0	°C

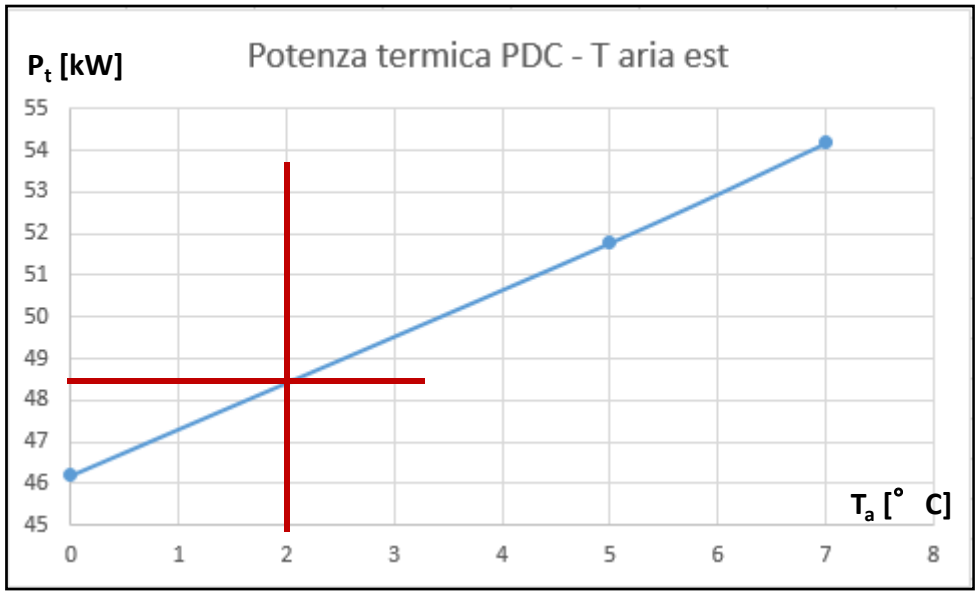
Selezione pompa di calore

PRESTAZIONI IN POMPA DI CALORE — **NECS-N B** — ***HEAT PUMP CAPACITY PERF.***

Dati climatici della località:

Comune	:	SAN GIOVANNI TEATINO	
Provincia	:	CH	
Altitudine	:	15	m slm
Gradi giorno	:	1735	
Zona climatica	:	D	
Velocità max del vento	:	4,0	m/s
Temp. esterna di progetto	:	2,0	°C
Temp. interna di progetto	:	20	°C
Differenza di temp. di progetto	:	18,0	°C

Potenza termica per trasmissione:	Pt totale	32711	W
Potenza termica per ventilazione:	Pv totale	6669	W
Potenza termica totale:	Pg totale	39380	W
Potenza termica corretta (+ 15 %)	Pgc totale	45287	W



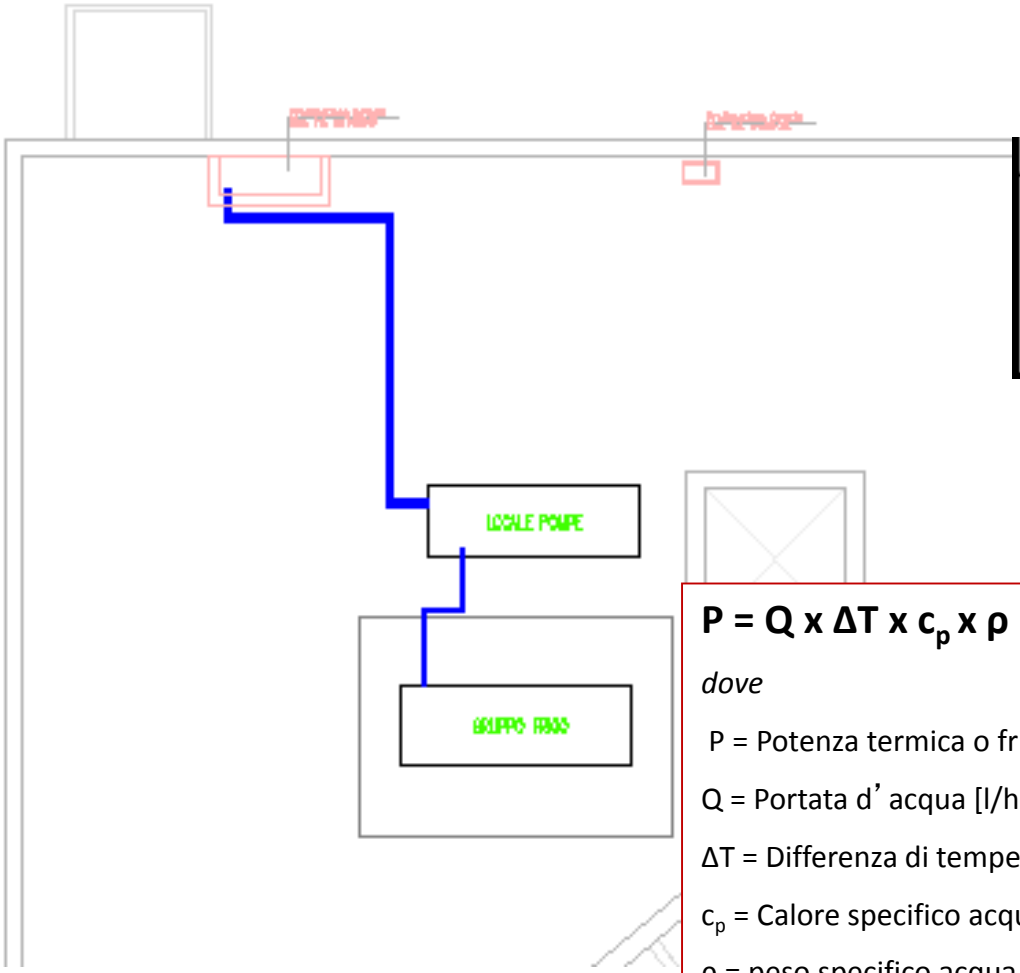
PDC NECS-N B mod. 0202

$T_{aria\ esterna}$ = 2° C

T_{cd} = 45° C

P_t = 48,5 [kW]

PIANO COPERTURA



PDC NECS-N B mod. 0202

$T_{aria\ esterna}$ = 2° C

T_{cd} = 45° C

P_t = 48,5 [kW]

Tcd	45,0					
Pt	41,3	46,2	51,8	54,2	58,0	64,8
Qcd	7,2	8,0	9,0	9,4	10,1	11,3
Dpcd	31,8	39,8	49,9	54,6	62,6	78,2
Pa	16,8	16,9	17,0	17,1	17,2	17,5
Pat	17,8	17,9	18,0	18,1	18,2	18,5

Ta [°C] - aria esterna
Tcd [°C] - acqua uscente condensatore
Pt [kW] - potenza termica
Pa [kW] - potenza assorbita compressori
Pat [kW] - potenza assorbita totale
Qcd [m³/h] - portata acqua condensatore
Dpcd [kPa] - perdita di carico condensatore

$P = Q \times \Delta T \times c_p \times \rho$

dove

P = Potenza termica o frigorifera in [kcal/h];

Q = Portata d'acqua [l/h];

ΔT = Differenza di temperatura tra ($T_{mandata} - T_{ritorno}$), [° C];

c_p = Calore specifico acqua = 1 [kcal/(kg° C)] a T_{acqua} = 15° C e P = 1 atm;

ρ = peso specifico acqua = 1 [kg/l]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r	G v											
20	152 0,33	296 0,39	637 0,48	1189 0,56	2490 0,68	3735 0,75	7000 0,88	13958 1,05	21414 1,17	43381 1,39	75182 1,60	121770 1,81
22	159 0,35	311 0,41	670 0,50	1251 0,59	2620 0,71	3930 0,79	7366 0,92	14688 1,10	22534 1,23	45649 1,47	79114 1,69	128138 1,91
24	167 0,37	326 0,43	702 0,53	1311 0,62	2745 0,74	4117 0,83	7717 0,97	15387 1,15	23607 1,29	47823 1,54	82882 1,77	134241 2,00
26	174 0,38	340 0,45	733 0,55	1368 0,64	2865 0,78	4297 0,86	8055 1,01	16060 1,20	24639 1,34	49915 1,60	86507 1,84	140111 2,08
28	181 0,40	354 0.47	762 0,57	1424 0,67	2980 0,81	4471 0,90	8380 1,05	16709 1,25	25635 1,40	51933 1,67	90004 1,92	145776 2,17
30	188 0,41	367 0,49	791 0,59	1477 0,70	3092 0,84	4639 0,93	8695 1,09	17337 1,30	26599 1,45	53885 1,73	93386 1,99	151254 2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Perdite di carico distribuite — TUBI IN ACCIAIO — Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r	G v											
20	152 0,33	296 0,39	637 0,48	1189 0,56	2490 0,68	3735 0,75	7000 0,88	13958 1,05	21414 1,17	43381 1,39	75182 1,60	121770 1,81
22	159 0,35	311 0,41	670 0,50	1251 0,59	2620 0,71	3930 0,79	7366 0,92	14688 1,10	22534 1,23	45649 1,47	79114 1,69	128138 1,91
24	167 0,37	326 0,43	702 0,53	1311 0,62	2745 0,74	4117 0,83	7717 0,97	15387 1,15	23607 1,29	47823 1,54	82882 1,77	134241 2,00
26	174 0,38	340 0,45	733 0,55	1368 0,64	2865 0,78	4297 0,86	8055 1,01	16060 1,20	24639 1,34	49915 1,60	86507 1,84	140111 2,08
28	181 0,40	354 0.47	762 0,57	1424 0,67	2980 0,81	4471 0,90	8380 1,05	16709 1,25	25635 1,40	51933 1,67	90004 1,92	145776 2,17
30	188 0,41	367 0,49	791 0,59	1477 0,70	3092 0,84	4639 0,93	8695 1,09	17337 1,30	26599 1,45	53885 1,73	93386 1,99	151254 2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

Dimensionamento dei diversi tipi d'impianto

Dimensionamento dei sistemi idronici

Esempio di scelta della pompa – Le perdite di carico distribuite

Perdite di carico distribuite TUBI IN ACCIAIO Temperatura media acqua = 10°C

Dn	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"
r							G					
							v					
26	174	340	733	1368	2865	4297	8055	16060	24639	49915	86507	140111
	0,38	0,45	0,55	0,64	0,78	0,86	1,01	1,20	1,34	1,60	1,84	2,08
28	181	354	762	1424	2980	4471	8380	16709	25635	51933	90004	145776
	0,40	0.47	0,57	0,67	0,81	0,90	1,05	1,25	1,40	1,67	1,92	2,17
30	188	367	791	1477	3092	4639	8695	17337	26599	53885	93386	151254
	0,41	0,49	0,59	0,70	0,84	0,93	1,09	1,30	1,45	1,73	1,99	2,25

r = perdita di carico distribuita [mm C.A. / m]

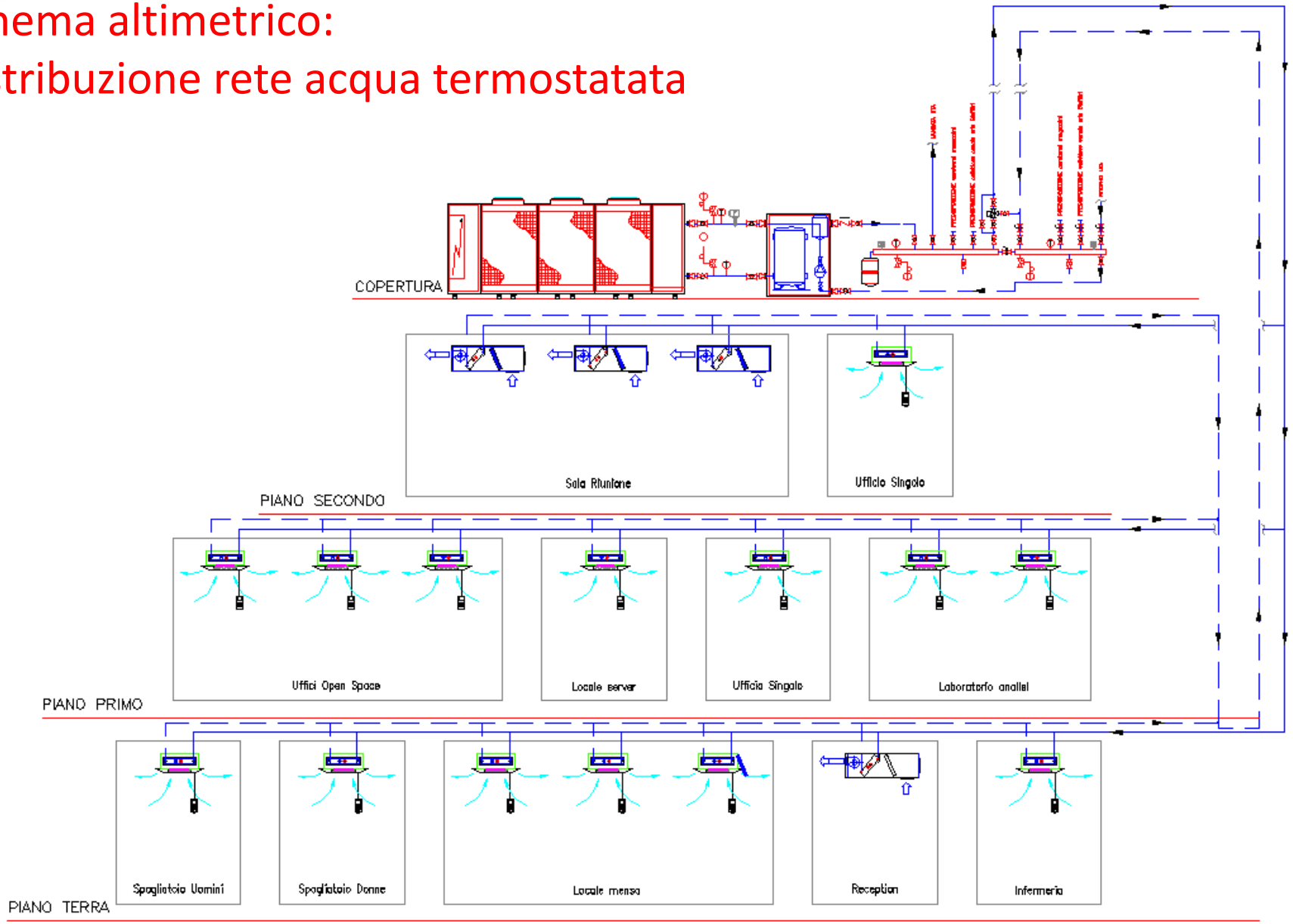
G = portata [l/h]

v = velocità [m/s]

Attacchi idrici — **Water connections**

Rif			0152	0182	0202	0252	0302	0352	0412	0452	0512	0552	0612
1 - 2	Evaporatore *Evaporator*	UNI ISO RP	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"
4 - 5	Desurriscaldatore *Desuperheator*	UNI ISO RP	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"

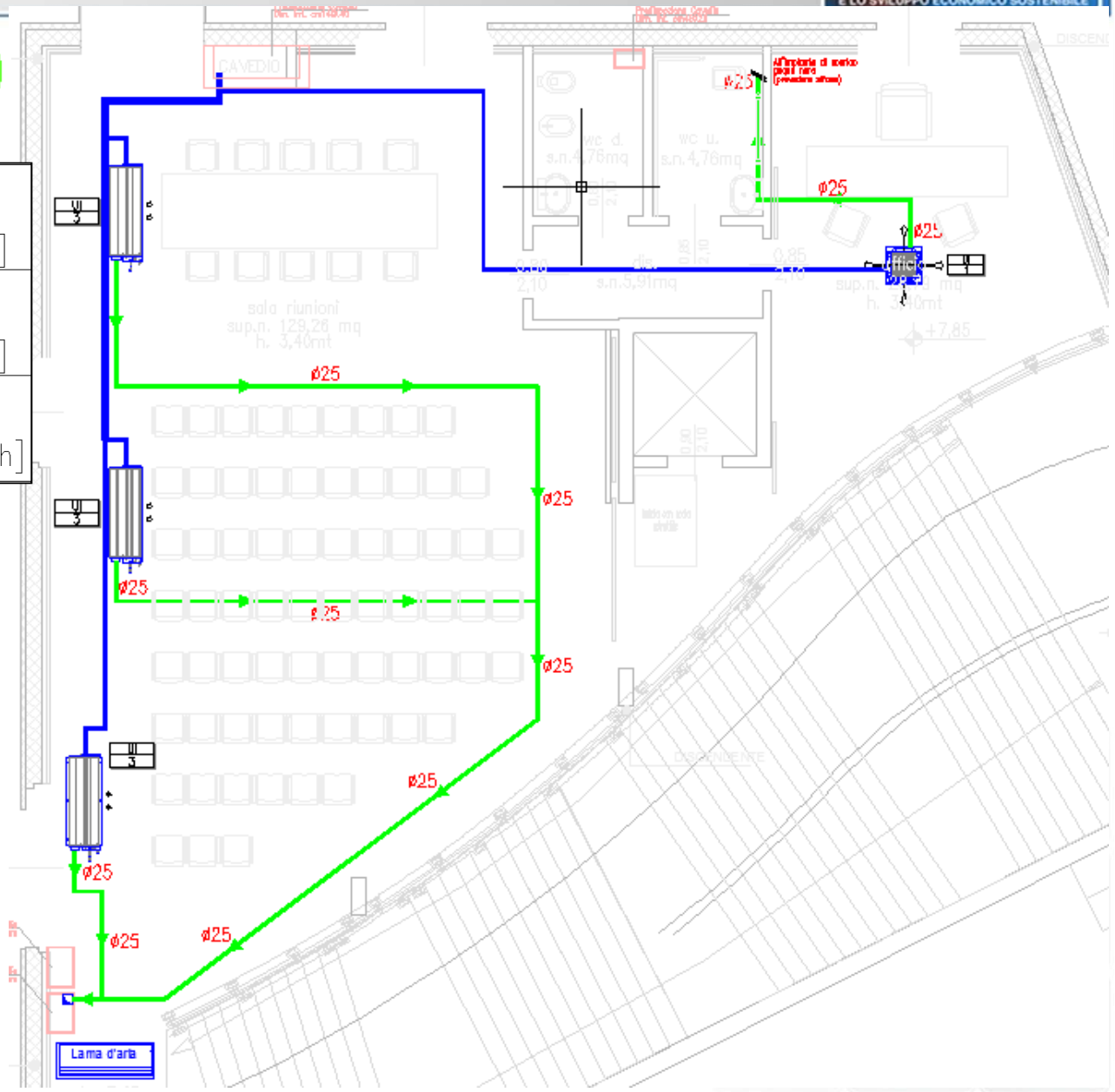
Schema altimetrico:
Distribuzione rete acqua termostatata



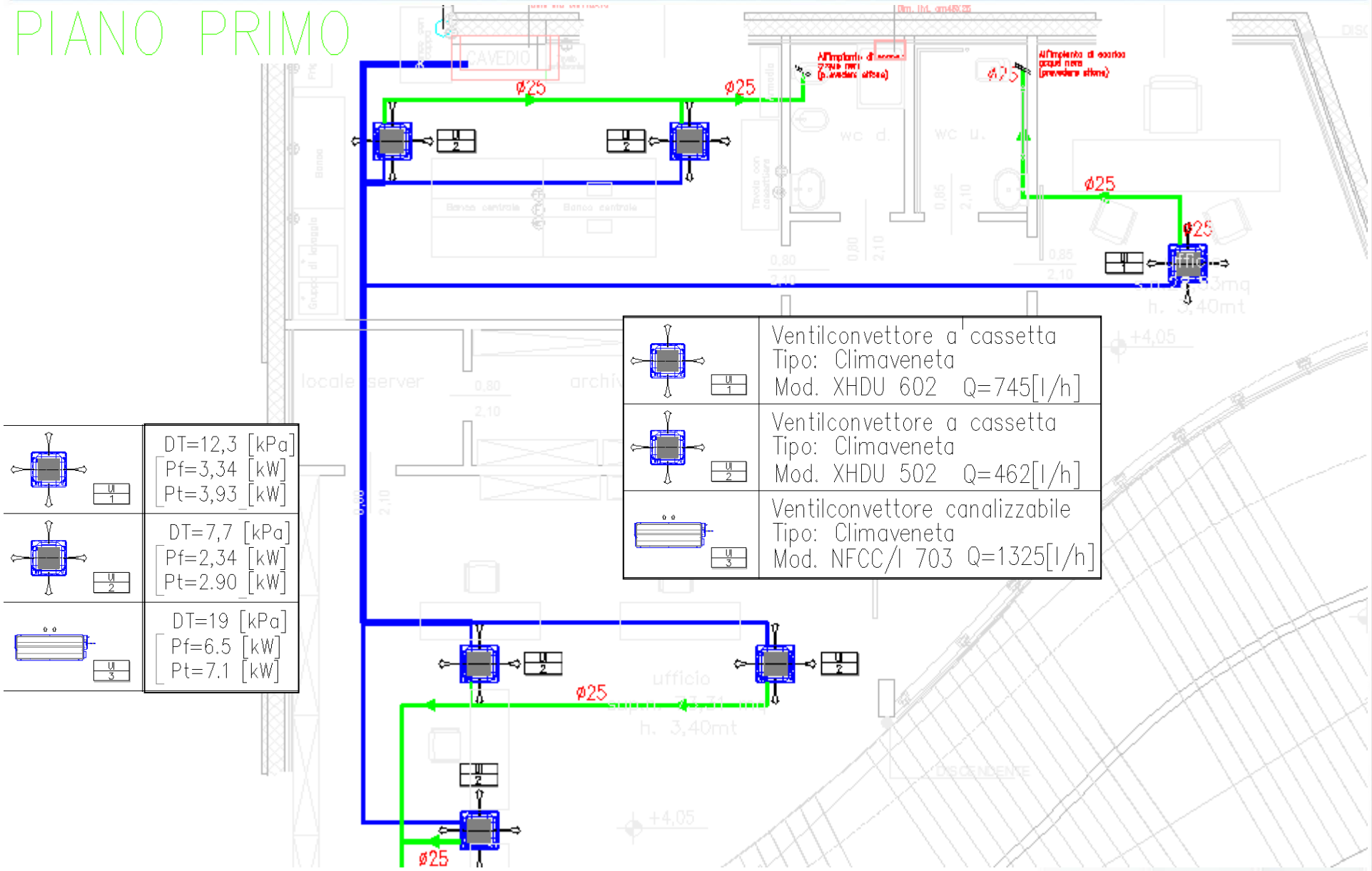
PIANO SECONDO

UI 1	Ventilconvettore a cassetta Tipo: Climaveneta Mod. XHDU 602 Q=745[l/h]
UI 2	Ventilconvettore a cassetta Tipo: Climaveneta Mod. XHDU 502 Q=462[l/h]
UI 3	Ventilconvettore canalizzabile Tipo: Climaveneta Mod. NFCC/I 703 Q=1325[l/h]

UI 1	DT=12,3 [kPa] Pf=3,34 [kW] Pt=3,93 [kW]
UI 2	DT=7,7 [kPa] Pf=2,34 [kW] Pt=2.90 [kW]
UI 3	DT=19 [kPa] Pf=6.5 [kW] Pt=7.1 [kW]

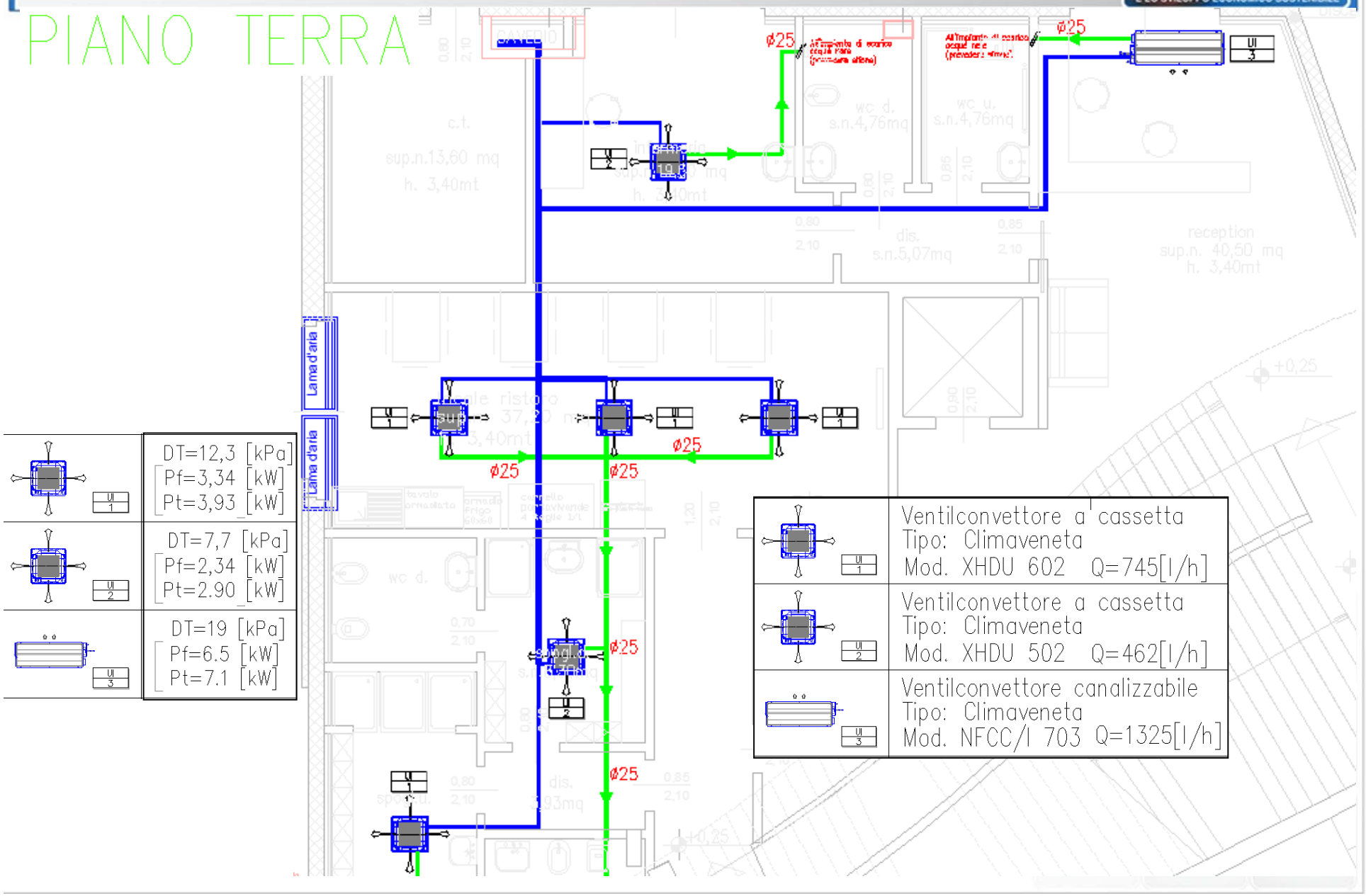


PIANO PRIMO


ø25
ø25
ø25
ø25
ø25
UI 1
UI 2
UI 3
DT=12,3 [kPa]
Pf=3,34 [kW]
Pt=3,93 [kW]
DT=7,7 [kPa]
Pf=2,34 [kW]
Pt=2.90 [kW]
DT=19 [kPa]
Pf=6.5 [kW]
Pt=7.1 [kW]
Ventilconvettore a cassetta
Tipo: Climaveneta
Mod. XHDU 602 Q=745[l/h]
Ventilconvettore a cassetta
Tipo: Climaveneta
Mod. XHDU 502 Q=462[l/h]
Ventilconvettore canalizzabile
Tipo: Climaveneta
Mod. NFCC/I 703 Q=1325[l/h]

Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

PIANO TERRA



Scelta della soluzione impiantistica

La scelta dell'impianto ottimale, ovviamente legata all'utenza che l'impianto stesso andrà a servire, va fatta sulla base degli obiettivi che si vogliono perseguire:

a)controllo della qualità dell'aria ambiente;

b)comfort termico e velocità di messa a regime;

c)indipendenza del sistema di regolazione climatica;

d)comfort acustico;

e)efficienza energetica;

f)limitazione degli spazi occupati dall'impianto e dalla sua invasività all'interno degli ambienti;

g)impatto architettonico verso l'esterno;

h)semplicità di manutenzione;

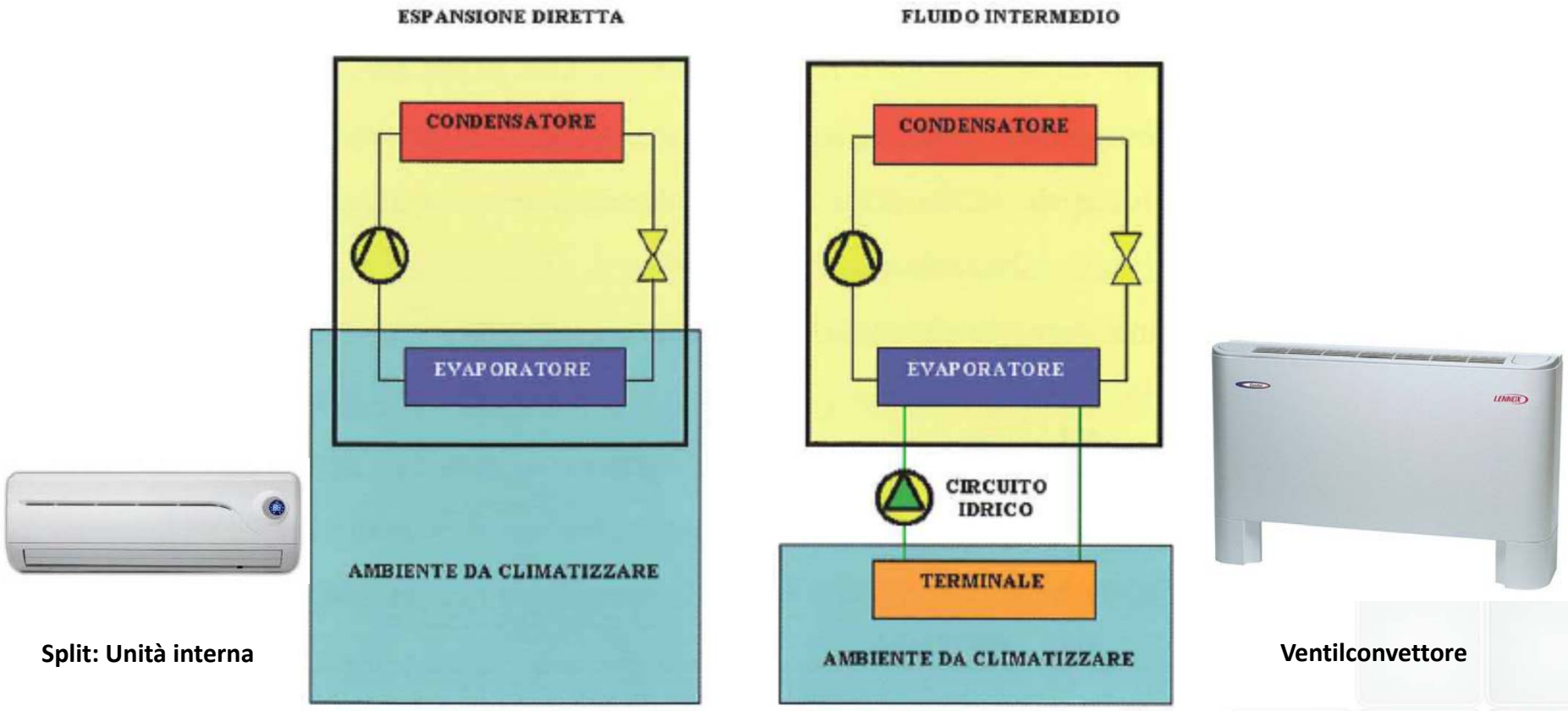
i)velocità di installazione;

j)contenimento dei costi dell'investimento iniziale;

k)flessibilità per l'eventuale ampliamento dell'impianto nel tempo.

Scelta della soluzione impiantistica

Sistemi a fluido intermedio ed espansione diretta



Split: Unità interna

Ventilconvettore

Fig.1: Confronto tra fluido intermedio ed espansione diretta

Scelta della soluzione impiantistica

Sistemi a fluido intermedio ed espansione diretta

Il problema dello SBRINAMENTO nei sistemi ad espansione diretta

Sistemi ad espansione diretta:

La sottrazione di calore avviene direttamente dall'ambiente riscaldato con conseguente riduzione della temperatura ambiente e creazione di fastidiose correnti d'aria fredda. Nei sistemi ad espansione diretta con singolo circuito frigorifero non solo il riscaldamento viene interrotto ma addirittura si sottrae calore, esattamente come durante il funzionamento estivo con ripercussioni sul benessere degli occupanti.

Sistemi a fluido intermedio:

La sottrazione di calore avviene dal circuito idraulico: se il volume è sufficiente, la diminuzione di temperatura dell'acqua di mandata ai terminali risulta limitata, consentendo la cessione di calore all'ambiente riscaldato anche durante la fase di sbrinamento.
Nel sistema a fluido intermedio è il circuito idraulico che è in grado di fornire calore contemporaneamente sia all'evaporatore che ai terminali, garantendo in questo modo la continuità del riscaldamento.

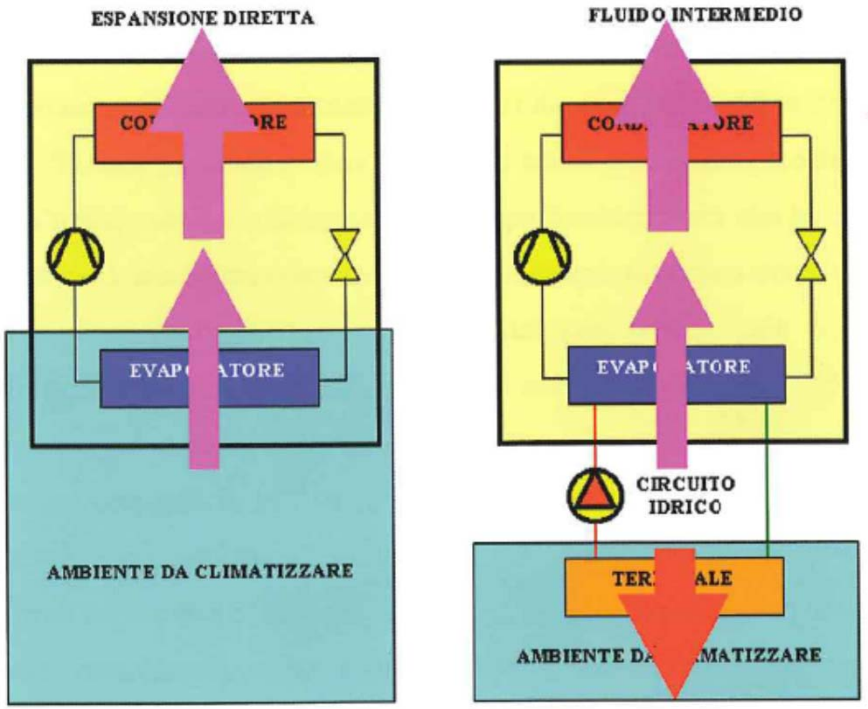
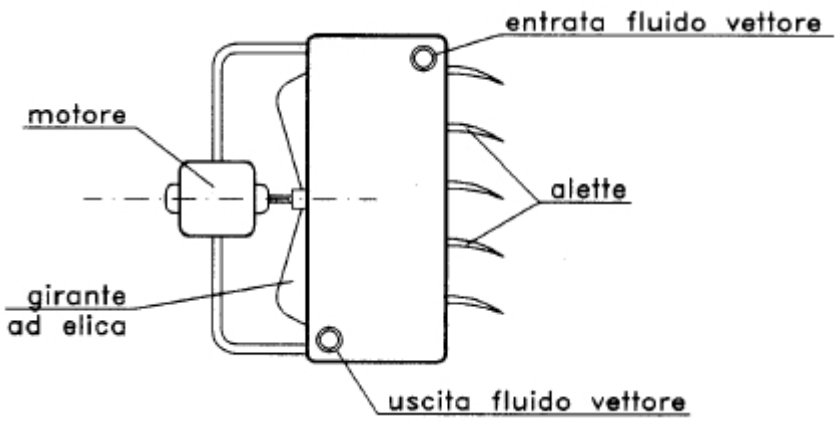
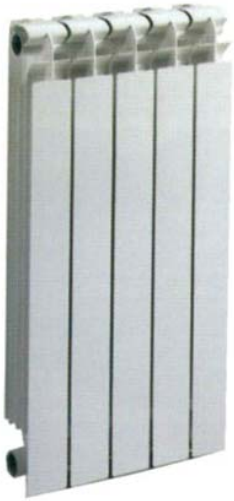


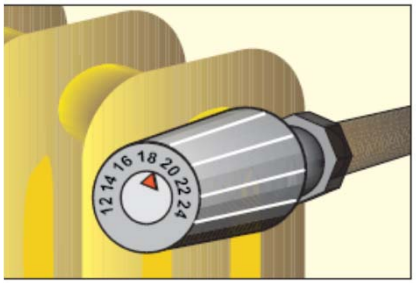
Fig.2: Ciclo di sbrinamento impianti a fluido intermedio ed espansione diretta

I terminali d'impianto

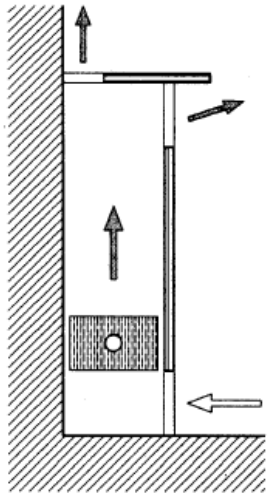


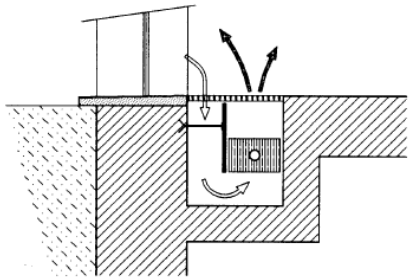
Aerotermi a proiezione orizzontale



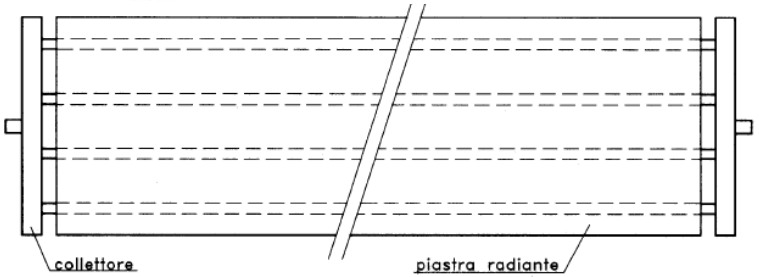


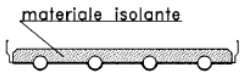
Radiatori





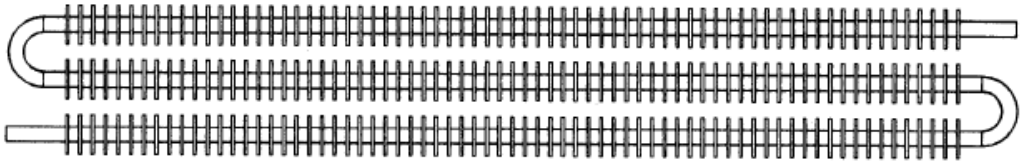
Termoconvettori



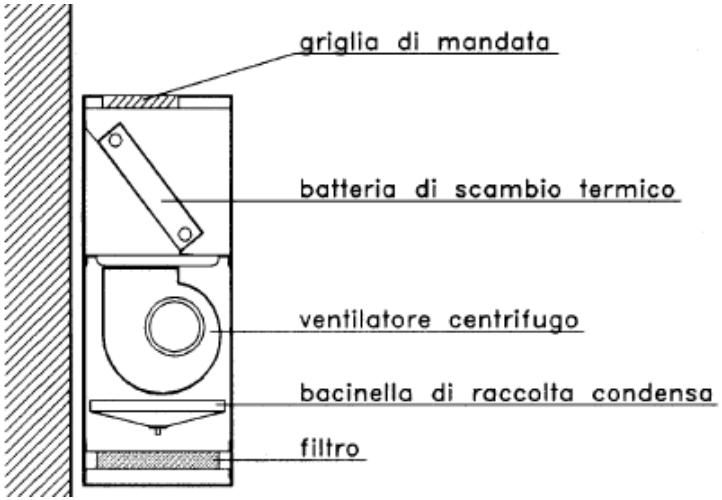


Termostrisce

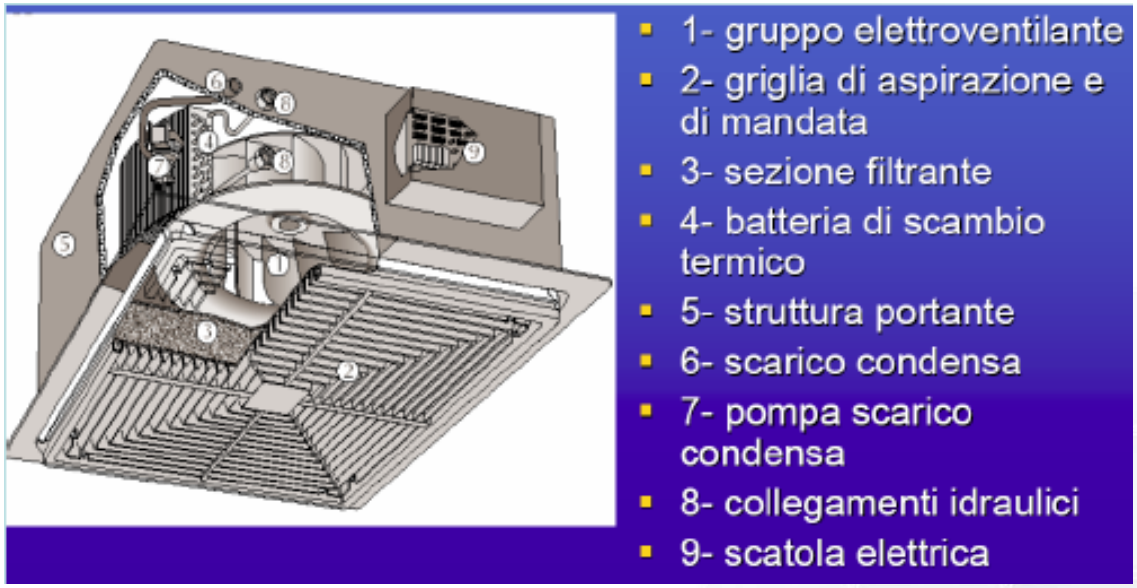
I terminali d'impianto



Tubi alettati disposti a serpentina



Ventilconvettori



Fan coil a cassetta

Radiatori in alluminio

Modello	Dimensioni in mm.				ø attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica UNI EN 442				Esponente n.
	A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse				T 50°C		T 60°C		
								Watt	Kcal/h	Watt	Kcal/h	
KLASS 800	882	80	80	800	1"	1,95	0,58	**162**	**140**	207	178	1,33906
KLASS 700	782	80	80	700	1"	1,73	0,54	**148**	**127**	189	162	1,34059
KLASS 600	682	80	80	600	1"	1,58	0,50	**132**	**113**	168	144	1,32865
KLASS 500	582	80	80	500	1"	1,41	0,44	**116**	**100**	147	126	1,30020
KLASS 350	432	80	80	350	1"	1,04	0,37	**85**	**73**	108	93	1,29157

I radiatori

La loro **resa termica** (Φ_{50}) è espressa in funzione del singolo elemento (dipende dall'altezza e dal numero di colonne) e viene valutata per una differenza Δt tra la temperatura media del radiatore (t_r) e dell'ambiente (t_i) di 50 °C (**EN 442**, $t_{r,in}$ = 75° C e $t_{r,out}$ = 65° C).

Per un Δt qualsiasi la **resa termica effettiva** del radiatore si calcola con la relazione

$$\Phi_{eff} = \Phi_{50}\left(\frac{\Delta t_{eff}}{50}\right)^n = \Phi_{50}\left(\frac{\frac{t_{r,in} + t_{r,out}}{2} - t_i}{50}\right)^n \quad [W]$$

dove l' esponente *n* deve essere precisato dal costruttore ma di norma varia da 1,28 a 1,33

Rese termiche per ΔT diversi da 50°C

esempio di calcolo per ΔT diversi da 50°C

Se desiderate conoscere una potenza termica con ΔT diverso da ΔT 50 bisogna utilizzare la seguente formula:

$P = P_{50}\ (\Delta t/50)^{n}$

Per esempio, per il modello 600:

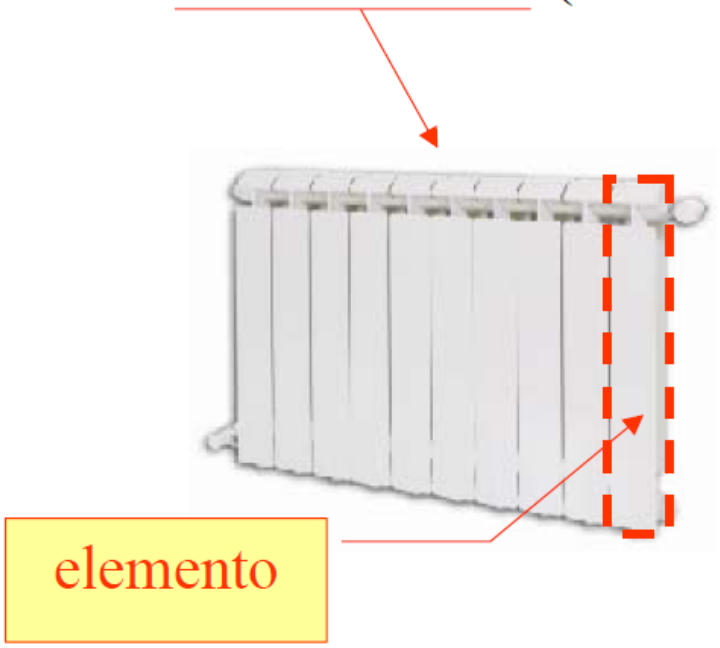
P termica a Δt 60° C = $132\ (\frac{60}{50})^{1,32865} = 168$ Watt

Modello	Dimensioni in mm.				ø attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica UNI EN 442				Esponente n.
	A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse				T 50°C		T 60°C		
								Watt	Kcal/h	Watt	Kcal/h	
KLASS 800	882	80	80	800	1"	1,95	0,58	**162**	**140**	207	178	1,33906
KLASS 700	782	80	80	700	1"	1,73	0,54	**148**	**127**	189	162	1,34059
KLASS 600	682	80	80	600	1"	1,58	0,50	**132**	**113**	168	144	1,32865
KLASS 500	582	80	80	500	1"	1,41	0,44	**116**	**100**	147	126	1,30020
KLASS 350	432	80	80	350	1"	1,04	0,37	**85**	**73**	108	93	1,29157

Dimensionamento

Il dimensionamento dei radiatori in allumino avviene esclusivamente in funzione dell'altezza e del numero degli elementi: ad esempio si debbano fornire 1600 W

Usando il tipo Klass 800, altezza 882 mm, resa 162 W/elemento si ha : 1600/162 = n° 10 elementi (arrotondamento superiore)



Dimensionamento e criteri di progettazione degli impianti idronici

- e.2: Esempio di dimensionamento di un radiatore di calore in funzione delle temperature acqua ingresso-uscita radiatore

Modello	Dimensioni in mm. A altezza totale	B lunghezza	C profondità	D interasse	ø attacchi	Peso a vuoto Kg circa	Contenuto acqua in litri	Potenza termica UNI EN 442 T 50°C Watt	T 50°C Kcal/h	T 60°C Watt	T 60°C Kcal/h	Esponente n.
KLASS 800	882	80	80	800	1"	1,95	0,58	**162**	**140**	207	178	1,33906

I RADIATORI. RESA TERMICA SECONDO EN442

trin	75	°C					
trout	65	°C					
tamb i	20	°C					
P DT50	162	Watt					
n	1,33906						
(trin+trout)/2-Tamb	50						
Coff corr	1					1200	watt
P eff	162	Watt				7,407407	n° el
trin	55	°C					
trout	45	°C					
tamb i	20	°C					
P DT50	162	Watt				1200	watt
n	1,33906					14,6803	n° el
(trin+trout)/2-Tamb	30						
Coff corr	0,504581						
P eff	81,74218	Watt					

Percentuale di tempo funzionamento radiatori ad alta temperatura

località Firenze • volume lordo riscaldato 400 m³
superficie utile netta 76 m² • superficie/volume 0,98
classe enrgetica E
energia primaria indicativa 110 kWh/m² anno
impianto tradizionale 54 elementi Global Vox 800

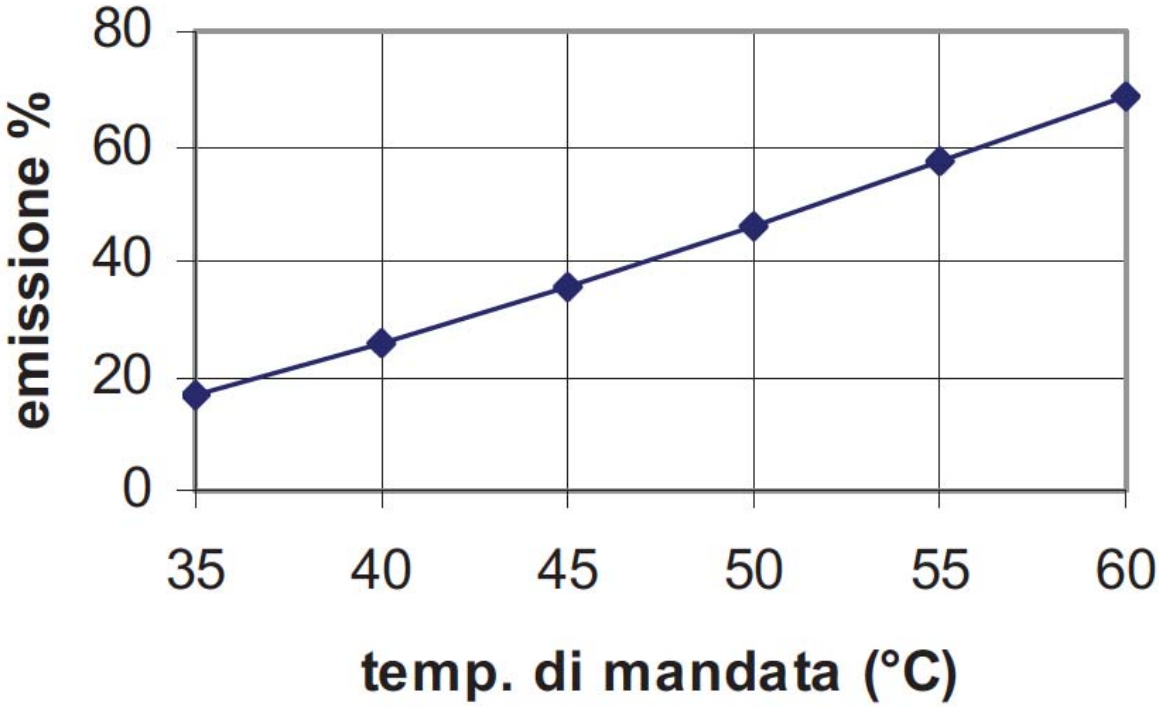
T esterna	T interna	potenza richiesta	△T	T mandata	T ritorno
0° C	20° C	9650 W	50° C	75° C	65° C
0° C	16° C	7720 W	42° C	63° C	53° C
6° C	20° C	6755 W	38° C	63° C	53° C
6° C	16° C	4825 W	30° C	51° C	41° C
8° C	20° C	5790 W	35° C	60° C	50° C
8° C	16° C	3860 W	25° C	46° C	36° C
12° C	20° C	3860 W	25° C	50° C	40° C
12° C	16° C	1930 W	20° C	41° C	31° C
16° C	20° C	1930 W	20° C	45° C	35° C

TEMPO	TEMPERATURA RITORNO	RENDIMENTO
10%	> 60°C	97 %
24%	tra 50 e 60°C	101 %
45%	Tra 45 e 35°C	103 %
21%	<= 35°C	107 %

Il rendimento medio annuo della caldaia risulta pari al **104%** (Caldaia a condensazione)

Riduzione dell'emissione termica di un radiatore in funzione della temperatura di mandata

Nonostante il suo nome, **il radiatore scambia energia prevalentemente per convezione** (circa il 70-80%): risulta utile considerare quanto diminuisca l'emissione rispetto al valore nominale in funzione della temperatura di mandata (si considera un ritorno ad una temperatura di 5° C inferiore. Per una temperatura di mandata di 55° C (contro gli usuali 80° C in ingresso e 60° C in uscita) l'emissione è appena inferiore al 60% del valore nominale.



Dimensionare un impianto di riscaldamento con radiatori e pompa di calore

Effettuando un intervento di sostituzione del generatore su un edificio esistente, una informazione sul fabbisogno termico necessario può essere ottenuta anche dal tipo di radiatori presenti, dal numero di elementi e dalle temperature di progetto.

E' «consigliabile», sostituendo il vecchio generatore con una pompa di calore, lavorare a **temperature più basse** al fine di non inficiare il risparmio energetico ottenibile con la pompa di calore; a riferimento possono essere presi i seguenti valori per la temperatura di mandata:

Tu = 45 ÷ 55 ^{o}C.

Ad una ridotta temperatura di mandata corrisponde un buon risparmio energetico.

La resa termica dei **radiatori a bassa temperatura** risulta essere ridotta per cui per ovviare al mancato apporto termico si può **aumentare il numero di element**i dei radiatori oppure, meglio, si possono effettuare degli interventi mirati alla riduzione del fabbisogno termico come la sostituzione dei serramenti con serramenti più performanti, l'isolamento dell'involucro edilizio etc..

Esempio:

Esempio

Si consideri un ambiente riscaldato da un radiatore in alluminio con le seguenti dimensioni

- altezza: 68 cm
- profondità: 95 cm
- numero di elementi: 6

Il radiatore riceve acqua ad alta temperatura da una caldaia di tipo tradizionale:

- Temperatura di mandata Tu = 70 °C
- Temperatura di ritorno Tr = 50 °C
- Temperatura media Tm = 60 °C
- Temperatura Ti =20 °C

Il salto termico medio acqua aria è Δt =Tm-Ti= 40 °C
Dalla consultazione dei dati di resa standard risulta:

- Resa per elemento: 110 W
- Resa radiatore = 6 x 110 W = 660 W

Se lo stesso radiatore viene alimentato con acqua a bassa temperatura prodotta da una pompa di calore:

- Temperatura di mandata Tu = 55 °C
- Temperatura di ritorno Tr = 45 °C
- Temperatura media Tm = 50 °C Temperatura Ti =20 °C

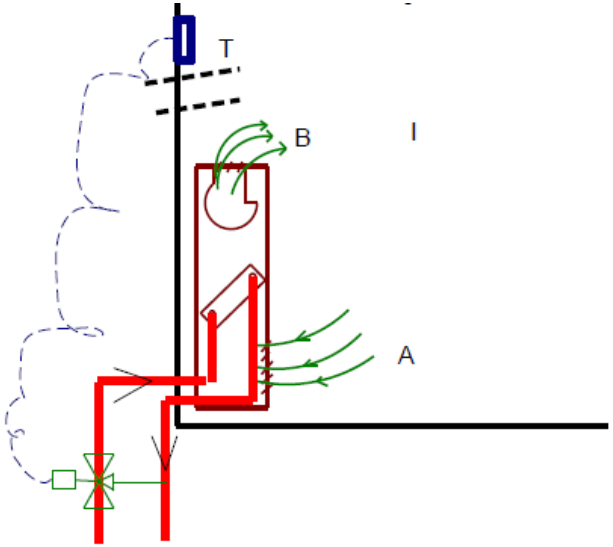
Il salto termico medio acqua aria è Δt =Tm-Ti= 30 °C
Dalla consultazione della tabella 1.2 (o dell'analoga tabella dl costruttore) risulta:

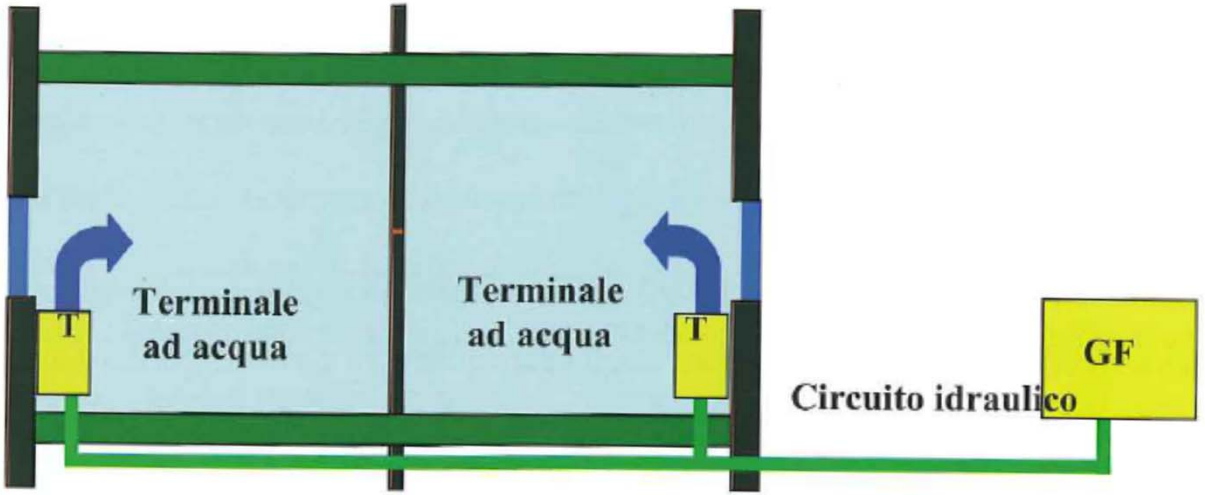
- Resa per elemento: 74 W
- Resa radiatore = 6 x 74 W = 444 W

Si è ottenuta una differenza di resa emessa di 216 W. Si può procedere in diversi modi:

- aggiungere 3 elementi al radiatore esistente
- intervenire isolando l'involucro per ridurre il fabbisogno termico dell'ambiente.

Ventilconvettori





- Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie
- Impianto ad acqua a due tubi
- Vista dell'interno di un ventilconvettore – Batteria di scambio e ventilatore

Fare attenzione ai dati tecnici:

Mod.	FCX	17	22	24	32	34	42	44	50	54
Potenza termica	W (max.)	2490	3400	3950	4975	5850	7400	8600	8620	10100
	W (med.)	2070	2700	3200	4085	4850	6415	6930	7530	8760
	W (min.)	1610	1915	2200	3380	3850	5115	5200	5420	6240
Potenza termica* (acqua ingresso 50°C)	W *(E)*	1360	2100	2320	3160	3550	4240	5250	4900	6100
Potenza termica (resistenza elettrica)	W	700	950	-	1300	-	1650	-	1950	-
Portata acqua	l/h	214	292	340	427	503	636	740	741	869
Perdite di carico acqua	kPa	2,8	6,3	4,0	14,2	8,0	14,1	21,0	14,2	22,0
Potenza frigorifera totale	W (max.) *(E)*	1000	1500	1730	2210	2800	3400	4450	4190	4970
	W (med.)	890	1330	1500	2055	2450	2800	3780	3640	4770
	W (min.)	720	1055	1150	1570	2050	2310	2970	2840	3620
Potenza frigorifera sensibile	W (max.) *(E)*	830	1240	1380	1750	2130	2760	3300	3000	3540
	W (med.)	710	1055	1140	1540	1789	2115	2722	2750	3101
	W (min.)	540	755	828	1100	1441	1635	2079	2040	2281
Portata acqua	l/h	172	258	297	380	482	585	765	721	855
Perdite di carico acqua	kPa *(E)*	2,6	5,8	3,0	16,6	9,0	14,3	19,2	19,3	25,9
Portata d'aria	m^3/h (max.)	200	290	290	450	450	600	600	720	720
	m^3/h (med.)	160	220	220	350	350	460	460	600	600
	m^3/h (min.)	110	140	140	260	260	330	330	400	400

Fare attenzione ai dati tecnici:

Alimentazione elettrica = 230V ~ 50Hz

(E) = Prestazioni certificate EUROVENT

Le prestazioni sono riferite alle seguenti condizioni:

♪ Pressione sonora misurata in camera semiriverberante di 85m³ e con tempo di riverberazione Tr = 0,5s

Raffrescamento:
- temperatura aria ambiente 27°C B.S. ; 19°C B.U.
- velocità massima:
  - temperatura acqua in ingresso 7°C ; Δt acqua 5°C
- media e minima velocità:
  - temperatura acqua in ingresso 7°C
  - portata acqua come alla massima velocità.

Riscaldamento:
temperatura aria ambiente 20°C B.S.
- velocità massima
  - temperatura acqua in ingresso 70°C ; Δt acqua 10°C
- media e minima velocità
  - temperatura acqua in ingresso 70°C
  - portata acqua come alla massima velocità

Riscaldamento*:
temperatura aria ambiente 20°C B.S.
- velocità massima
  - temperatura acqua in ingresso 50°C
  - portata acqua come nel funzionamento a freddo

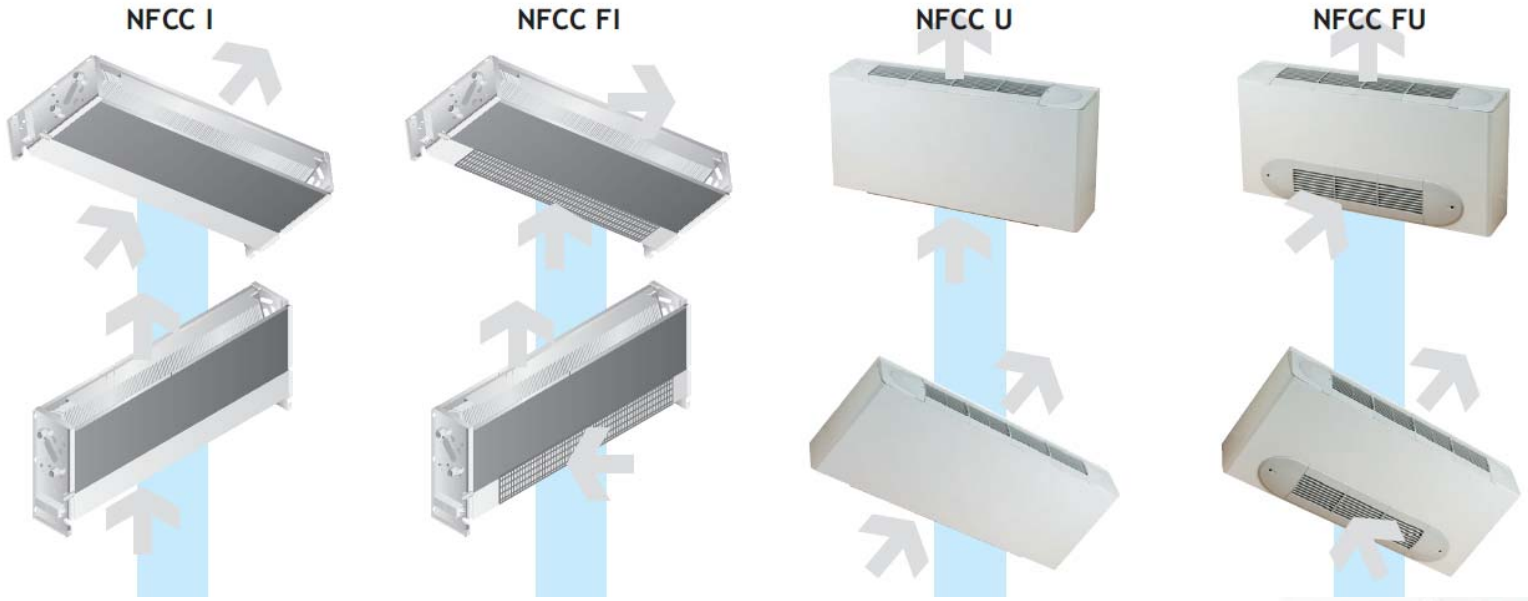
Dimensionamento e criteri di progettazione degli impianti idronici

- e.3: Esempio di selezione di un ventilconvettore

e.3: Esempio di selezione di un ventilconvettore

4 versioni *versions*

NFCC I	Incasso ripresa aria inferiore senza comando. *Built-in with bottom air intake without control.*
NFCC FI	Incasso ripresa aria frontale senza comando. *Built-in with front air intake without control.*
NFCC U	Mantellato ripresa aria inferiore universale (senza comando). *With cabinet and bottom air intake universal (without any control).*
NFCC FU	Mantellato ripresa aria frontale universale (senza comando). *With cabinet and front air intake universal (without any control).*



e.3: Esempio di selezione di un ventilconvettore

MODELLI - *MODELS*		202	203	302	303	402	502	503	602	603	702	703	803	1003
Portata d'aria/*Air flow rate*														
Vel. 1/*Speed 1*	m3/h	280	270	420	410	470	470	460	740	730	930	930	1250	1710
Vel. 2/*Speed 2*	m3/h	230	220	350	345	410	410	400	630	620	780	770	1160	1520
Vel. 3/*Speed 3*	m3/h	170	160	300	300	360	360	350	490	490	600	600	1120	1400
Vel. 4/*Speed 4*	m3/h	135	130	255	250	285	285	280	435	430	520	515	970	1240
Vel. 5/*Speed 5*	m3/h	100	90	200	195	250	250	240	360	360	430	430	860	1120
Vel. 6/*Speed 6*	m3/h	85	80	160	155	180	180	175	280	270	375	370	710	---
Potenza totale in raffreddamento (1)/*Total output cooling capacity (1)*														
Vel. 1/*Speed 1*	kW	1,3	1,7	2,0	2,2	2,5	3,2	3,8	4,5	5,1	5,8	7,7	8,6	9,7
Vel. 2/*Speed 2*	kW	1,1	1,5	1,8	2,0	2,2	2,8	3,3	3,9	4,3	5,0	6,5	7,7	8,9
Vel. 3/*Speed 3*	kW	1,0	1,2	1,6	1,8	2,1	2,6	2,9	3,3	3,5	4,1	5,3	6,9	8,4
Vel. 4/*Speed 4*	kW	0,9	1,1	1,4	1,6	1,9	2,3	2,6	2,9	3,1	3,6	4,6	6,4	7,7
Vel. 5/*Speed 5*	kW	0,7	0,9	1,2	1,3	1,7	1,9	2,2	2,6	2,8	3,1	3,9	5,9	7,1
Vel. 6/*Speed 6*	kW	0,6	0,8	1,0	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,3	2,5	3,1	5,0	6,1
Potenza sensibile in raffreddamento (1)/*Sensitive output cooling capacity (1)*														
Vel. 1/*Speed 1*	kW	1,0	1,3	1,4	1,7	1,9	2,2	2,5	3,1	3,6	4,0	5,0	6,1	7,4
Vel. 2/*Speed 2*	kW	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	2,0	2,2	2,7	3,1	3,4	4,2	5,6	6,8
Vel. 3/*Speed 3*	kW	0,8	1,0	1,1	1,2	1,6	1,8	1,9	2,2	2,5	2,8	3,4	5,2	6,3
Vel. 4/*Speed 4*	kW	0,7	0,8	1,0	1,1	1,4	1,6	1,7	1,9	2,2	2,4	2,9	4,7	5,8
Vel. 5/*Speed 5*	kW	0,5	0,7	0,8	0,9	1,2	1,3	1,4	1,7	1,8	2,1	2,5	4,2	5,3
Vel. 6/*Speed 6*	kW	0,4	0,6	0,7	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,5	1,7	2,0	3,5	4,5
Portata d'acqua (1)/*Water flow (1)*	l/h	225	290	345	380	430	550	655	775	880	1010	1325	1480	1670
Perdita di carico (1)/*Pressure drop (1)*	kPa	6	4	6	8	12	18	18	14	18	26	19	21	24
Potenza totale in riscaldamento (2)/*Total output heating capacity (2)*														
Vel. 1/*Speed 1*	kW	2,6	3,2	3,7	4,1	4,9	6,5	7,6	8,7	10,3	11,3	14,9	17,9	23,4
Vel. 2/*Speed 2*	kW	2,2	2,7	3,3	3,7	4,4	5,8	6,7	7,5	8,8	9,7	12,8	16,2	21,2
Vel. 3/*Speed 3*	kW	1,9	2,2	2,9	3,2	4,0	5,2	5,8	6,3	7,3	7,8	9,9	15,2	20,3
Vel. 4/*Speed 4*	kW	1,7	2,0	2,5	2,8	3,6	4,5	4,9	5,6	6,4	6,8	8,5	13,8	18,6
Vel. 5/*Speed 5*	kW	1,4	1,7	2,1	2,9	3,0	3,8	4,0	4,9	5,5	5,9	7,1	11,9	17,1
Vel. 6/*Speed 6*	kW	1,2	1,5	1,8	2,0	2,3	2,9	3,1	4,0	4,5	4,8	5,8	10,1	14,7
Portata d'acqua (2)/*Water flow (2)*	l/h	220	300	329	361	432	568	672	770	903	991	1311	1578	2000
Perdita di carico (2)/*Pressure drop (2)*	kPa	11	6	5	7	11	18	18	13	18	24	18	22	26
Potenza totale in riscaldamento (3)/*Total output heating capacity (3)*														
Vel. 1/*Speed 1*	kW	1,6	2,0	2,1	2,3	2,8	3,7	4,6	5,0	6,0	6,5	8,4	10,4	13,1
Vel. 2/*Speed 2*	kW	1,4	1,7	1,9	2,1	2,5	3,3	4,1	4,3	5,1	5,6	7,1	9,5	12,2
Vel. 3/*Speed 3*	kW	1,2	1,3	1,7	1,9	2,3	3,0	3,5	3,7	4,2	4,6	7,4	8,8	11,5
Vel. 4/*Speed 4*	kW	1,1	1,2	1,5	1,7	2,0	2,6	3,0	3,3	3,7	4,1	5,0	8,0	10,5
Vel. 5/*Speed 5*	kW	0,8	0,9	1,2	1,6	1,7	2,2	2,4	2,9	3,2	3,5	4,3	6,6	9,4
Vel. 6/*Speed 6*	kW	0,7	0,8	1,0	1,3	1,4	1,8	2,0	2,4	2,6	2,8	3,4	5,5	8,1
Portata d'acqua (3)/*Water flow (3)*	l/h	225	290	345	380	430	550	655	775	880	1010	1325	1480	1670
Perdita di carico (3)/*Pressure drop (3)*	kPa	5	4	6	8	12	18	18	14	18	26	18	20	23

e.3: Esempio di selezione di un ventilconvettore

Dati rilevati alle seguenti condizioni: *Data measured under the following conditions:*	(1)	(2)	(3)	(4)
Temperatura aria ingresso batteria / *Exchanger inlet air temperature*	27°C b.s./19°C b.u.	20°C b.s.	20°C b.s.	20°C b.s.
Temperatura acqua ingresso/uscita / *Onlet/outlet water temperature*	7°C/12°C	70°C/60°C	50°C	---

5) Pressione sonora in camera semianecoica a 1 m fronte ventilatore ed a 1 m dal suolo / *Sound pressure in semianechoic room at 1 m in front of the fan at 1 m from the ground*
*: solo in esecuzione "speciale" (bacinella in lamiera e non in plastica) e per sole versioni NFCC I / *Only for NFCC I with metal sheet tray (not plastic tray).*

PDC NECS-N B mod. 0202

T_{cd} = 45° C

FANCOIL LOCALE N° 15: Ufficio

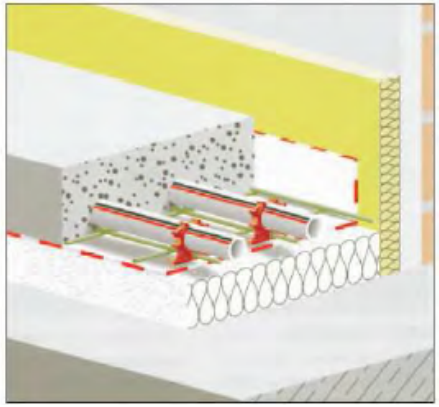
P_t = 3.792 [W]

MODELLI - *MODELS*		202	203	302	303	402	502	503	602	603	702	703	803	1003
Portata d'aria/*Air flow rate*														
Vel. 1/*Speed 1*	m3/h	280	270	420	410	470	470	460	740	730	930	930	1250	1710
Vel. 2/*Speed 2*	m3/h	230	220	350	345	410	410	400	630	620	780	770	1160	1520
Vel. 3/*Speed 3*	m3/h	170	160	300	300	360	360	350	490	490	600	600	1120	1400
Vel. 4/*Speed 4*	m3/h	135	130	255	250	285	285	280	435	430	520	515	970	1240
Vel. 5/*Speed 5*	m3/h	100	90	200	195	250	250	240	360	360	430	430	860	1120
Vel. 6/*Speed 6*	m3/h	85	80	160	155	180	180	175	280	270	375	370	710	---
Potenza totale in riscaldamento (3)/*Total output heating capacity (3)*														
Vel. 1/*Speed 1*	kW	1,6	2,0	2,1	2,3	2,8	3,7	4,6	5,0	6,0	6,5	8,4	10,4	13,1
Vel. 2/*Speed 2*	kW	1,4	1,7	1,9	2,1	2,5	3,3	4,1	4,3	5,1	5,6	7,1	9,5	12,2
Vel. 3/*Speed 3*	kW	1,2	1,3	1,7	1,9	2,3	3,0	3,5	3,7	4,2	4,6	7,4	8,8	11,5
Vel. 4/*Speed 4*	kW	1,1	1,2	1,5	1,7	2,0	2,6	3,0	3,3	3,7	4,1	5,0	8,0	10,5
Vel. 5/*Speed 5*	kW	0,8	0,9	1,2	1,6	1,7	2,2	2,4	2,9	3,2	3,5	4,3	6,6	9,4
Vel. 6/*Speed 6*	kW	0,7	0,8	1,0	1,3	1,4	1,8	2,0	2,4	2,6	2,8	3,4	5,5	8,1
Portata d'acqua (3)/*Water flow (3)*	l/h	225	290	345	380	430	550	655	775	880	1010	1325	1480	1670
Perdita di carico (3)/*Pressure drop (3)*	kPa	5	4	6	8	12	18	18	14	18	26	18	20	23

Pannelli radianti

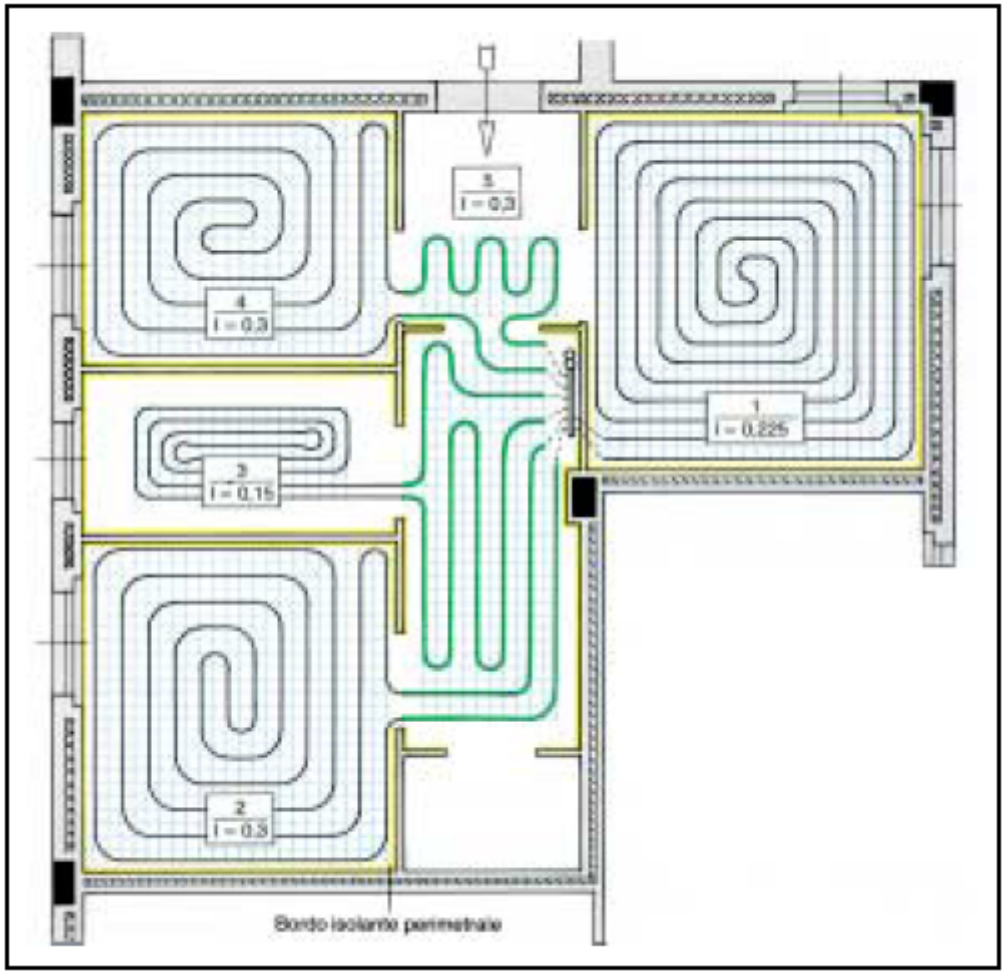
1. A **bassa inerzia termica**: materiali leggeri in spessori ridotti, ad es. controsoffitti radianti (riscaldanti e raffrescanti) metallici e in gesso
2. A **media inerzia termica**: massetto di 5-10 cm al di sopra delle serpentine
3. Ad **alta inerzia termica**: realizzati per attivare la massa termica, abbassano i picchi dei carichi termici e frigoriferi

1.

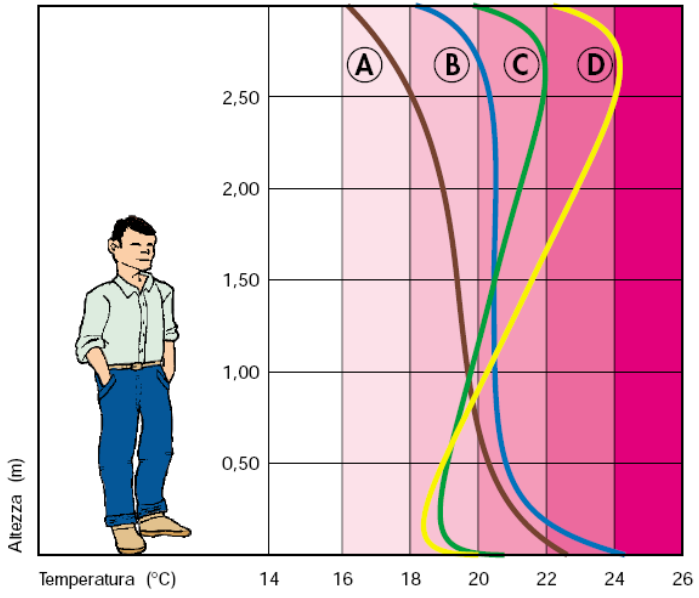
2. 

3.

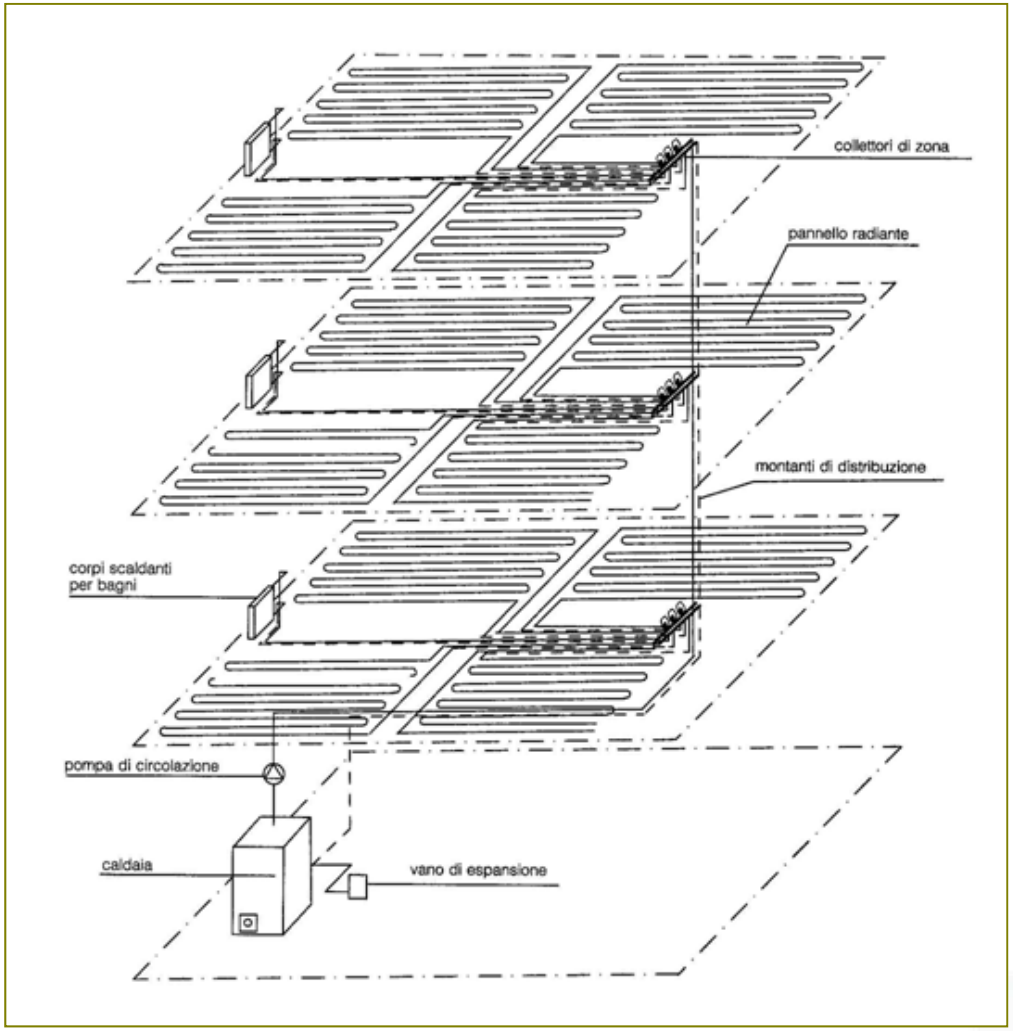
Una soluzione impiantistica ottimale



curva Ⓐ condizioni ideali,
Ⓑ impianti a pannelli,
Ⓒ impianti a radiatori,
Ⓓ impianti a ventilconvettori.



La soluzione per il condominio



Valori di resa termica di un impianto a pannelli radianti a pavimento calcolati sui valori indicati nella tabella dei dati generali

(Fonte: Valsir)

Dati generali	
Temperatura di mandata	37°C
Temperatura di ritorno	32°C
Temperatura ambiente	20°C
Tubo	Mixal 16x2
Conducibilità del calcestruzzo	1,28 W/mK
Spessore del calcestruzzo	5 cm

Rivestimento ceramica 10 mm ($R_{\lambda,B}$ = 0,01 m²K/W)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m²]	q	98	91	85	74	65	60	50	50
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{F,m}$	28,8	28,3	27,8	26,8	26,0	25,7	24,7	24,7

Rivestimento cotto 15 mm ($R_{\lambda,B}$ = 0,0167 m²K/W)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m²]	q	94	87	81	71	62	58	48	42
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{F,m}$	28,5	27,9	27,4	26,6	25,8	25,5	24,6	24,1

Rivestimento parquet 12 mm ($R_{\lambda,B}$ = 0,06 m²K/W)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m²]	q	72	68	64	57	51	48	40	36
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{F,m}$	26,6	26,3	26,0	25,4	24,8	24,6	23,9	23,6

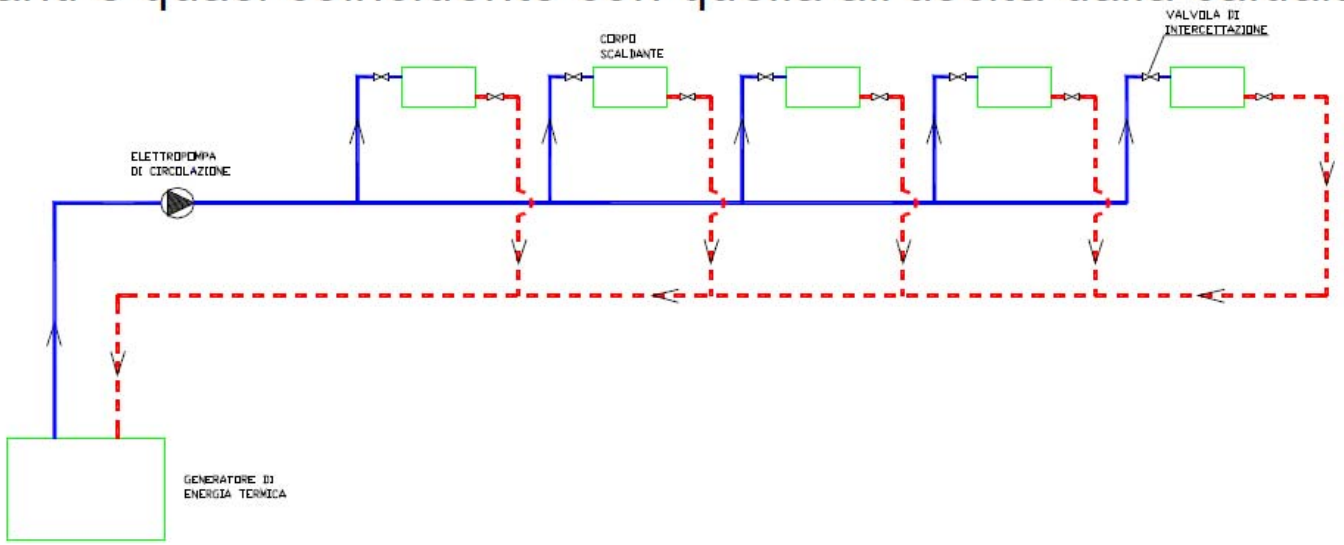
Rivestimento moquette 10 mm ($R_{\lambda,B}$ = 0,11 m²K/W)

Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m²]	q	57	54	51	46	42	40	35	32
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{F,m}$	25,4	25,1	24,9	24,5	24,1	23,9	23,4	23,2

Le reti di distribuzioni dell'acqua ai corpi scaldanti

Reti in cui i corpi scaldanti sono disposti in parallelo (sistemi bitubo)

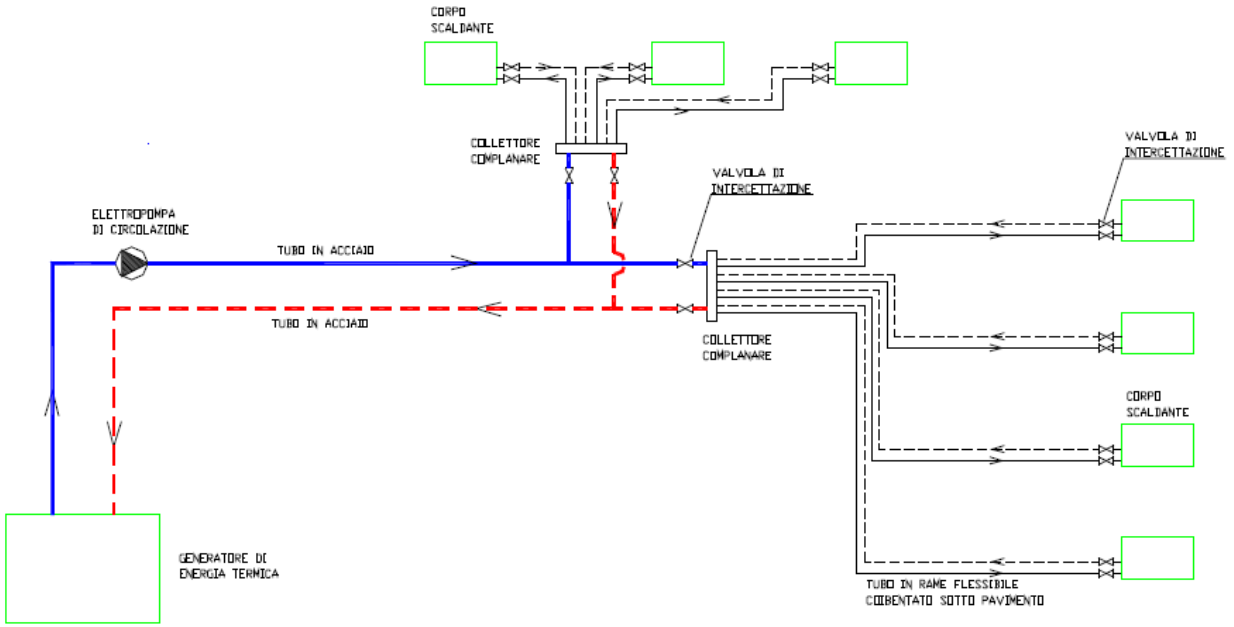
I sistemi bitubo sono caratterizzati dalla presenza di due tubazioni separate per la mandata e per il ritorno dell'acqua: pertanto la temperatura d'ingresso è all'incirca la stessa per tutti i corpi scaldanti e quasi coincidente con quella all'uscita dalla caldaia.



DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA AI CORPI SCALDANTI MEDIANTE CIRCUITO BITUBO A RITORNO DIRETTO E SENZA COLLETTORI COMPLANARI

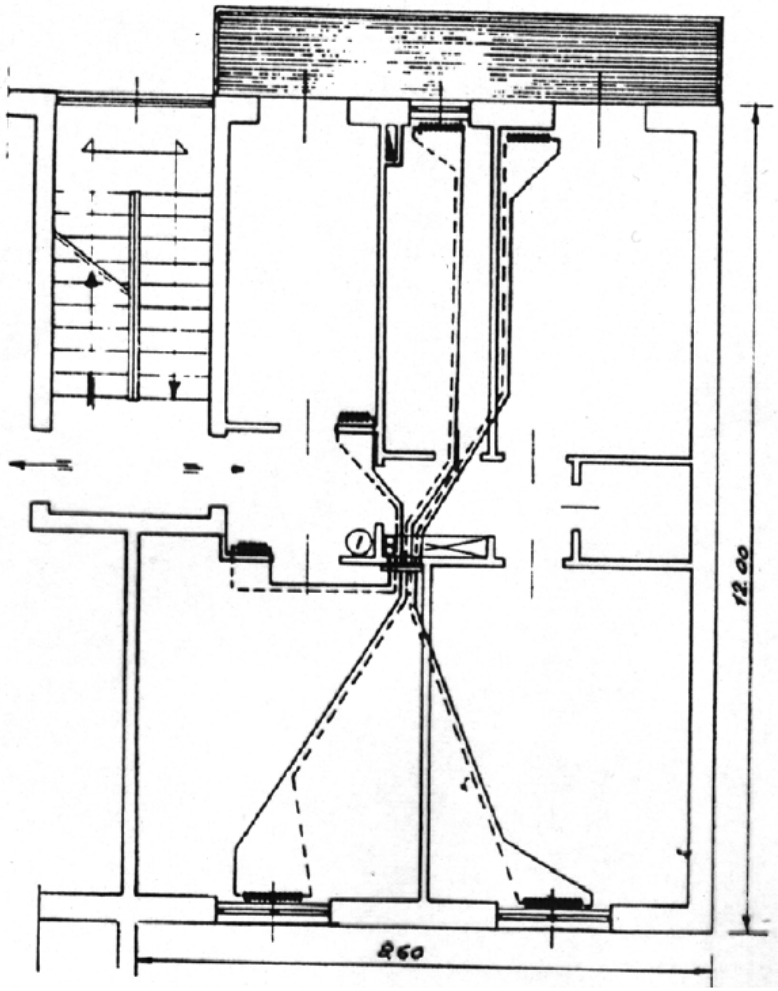
Reti di distribuzione dell'acqua ai corpi scaldanti

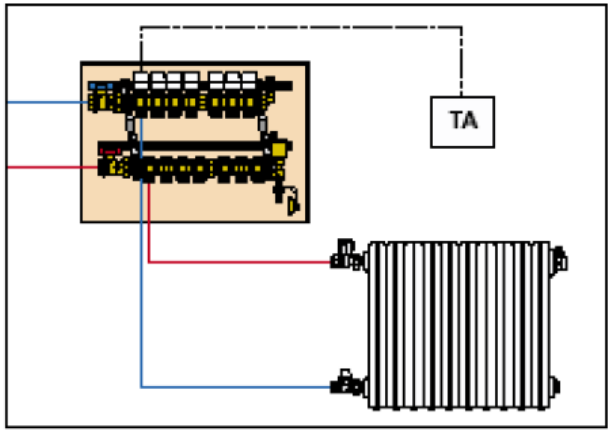
Circuiti a ritorno diretto con collettori complanari

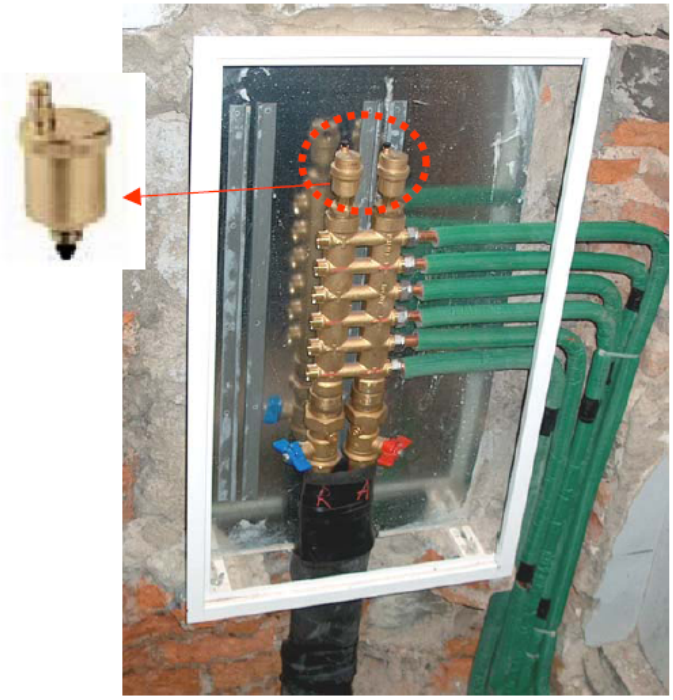


DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA AI CORPI SCALDANTI MEDIANTE CIRCUITO BITUBO A RITORNO DIRETTO E CON COLLETTORI COMPLANARI

Schema funzionale



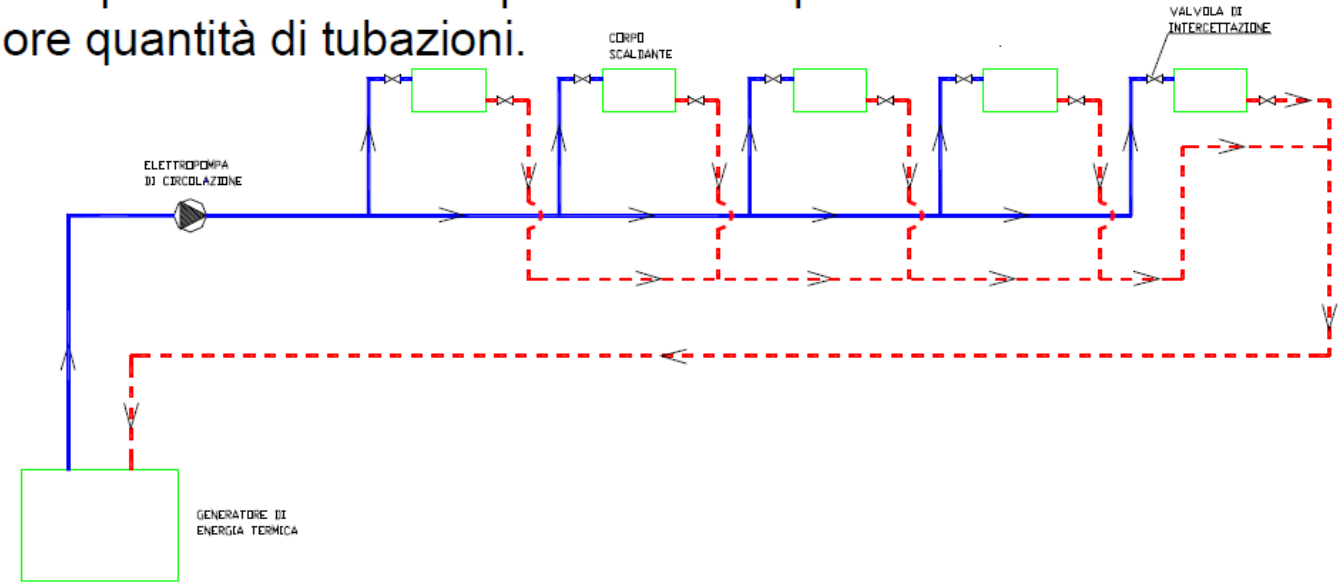




Reti di distribuzione dell'acqua ai corpi scaldanti

Circuiti a ritorno inverso

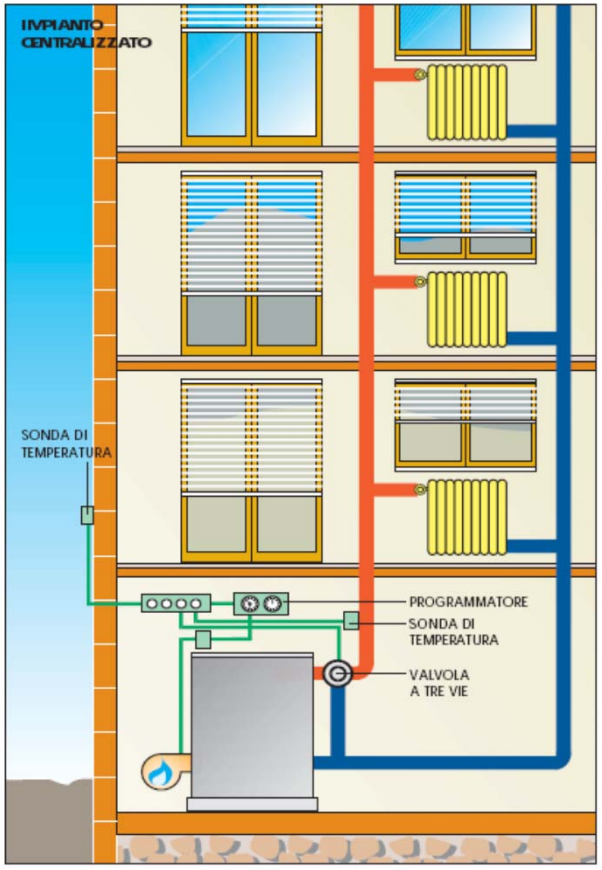
Tale circuito si distingue da quello a ritorno diretto per il fatto che la lunghezza dell'intero percorso di mandata e ritorno relativo ad un corpo scaldante è uguale a quella del percorso relativo a qualsiasi altro corpo scaldante. Ciò garantisce un ottimo bilanciamento idraulico della rete, per quanto i costi d'impianto siano più elevati a causa di una maggiore quantità di tubazioni.

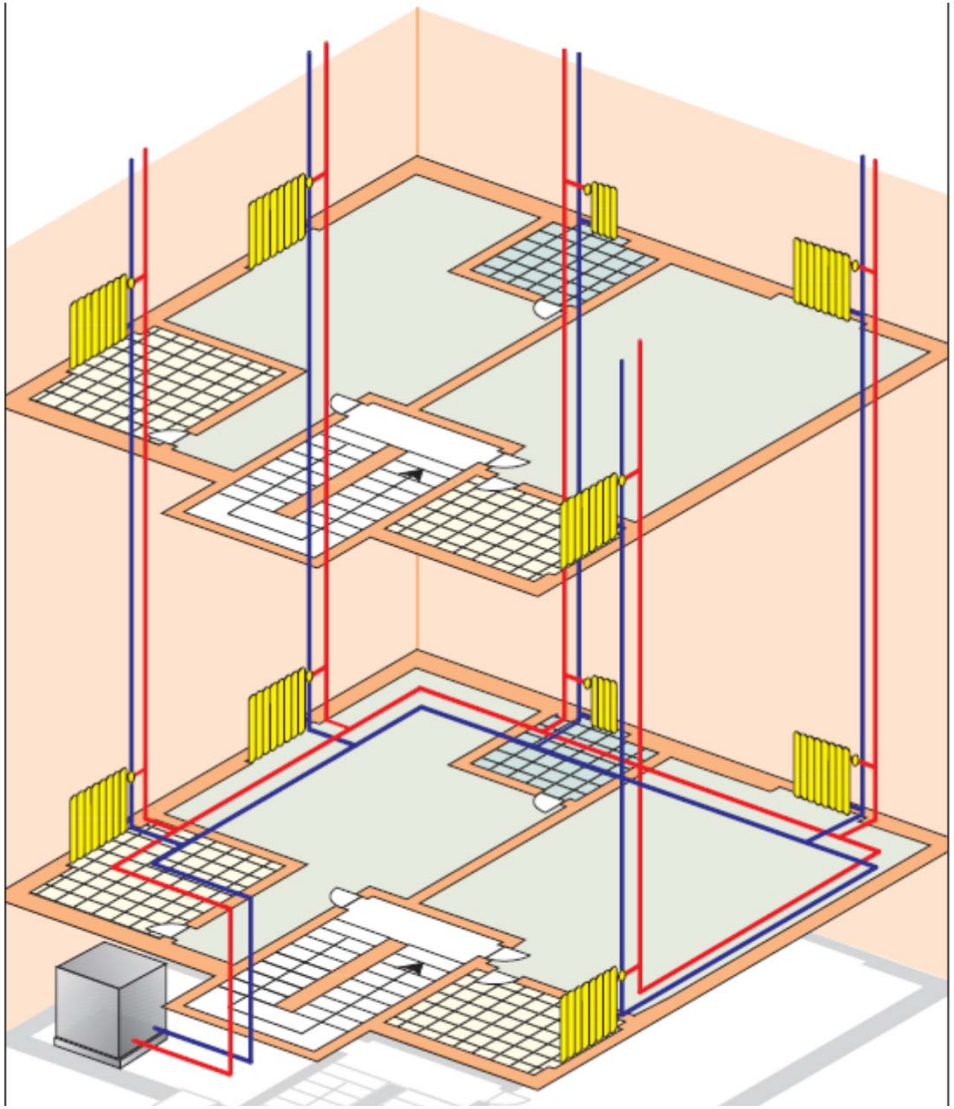


DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA AI CORPI SCALDANTI
MEDIANTE CIRCUITO BITUBO A RITORNO INVERSO

Impianti centralizzati

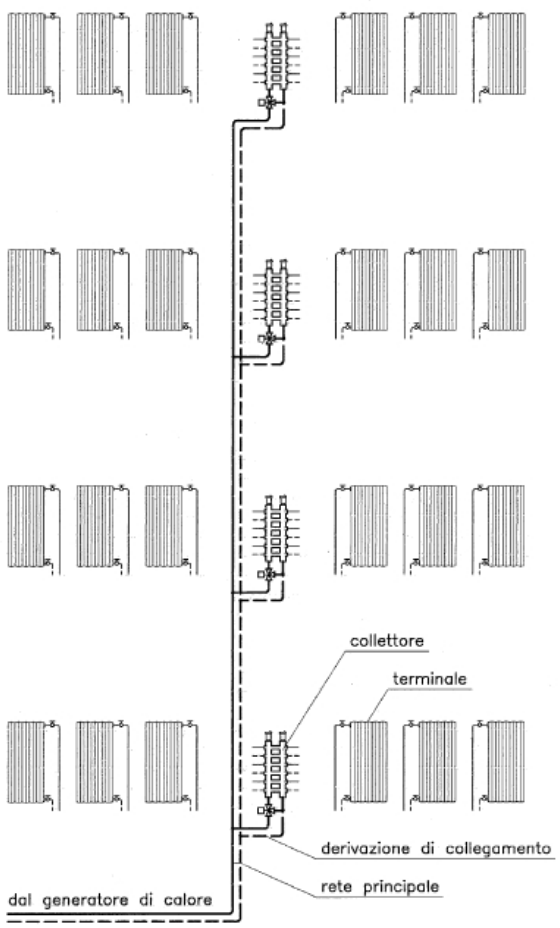
Impianti a colonne montanti

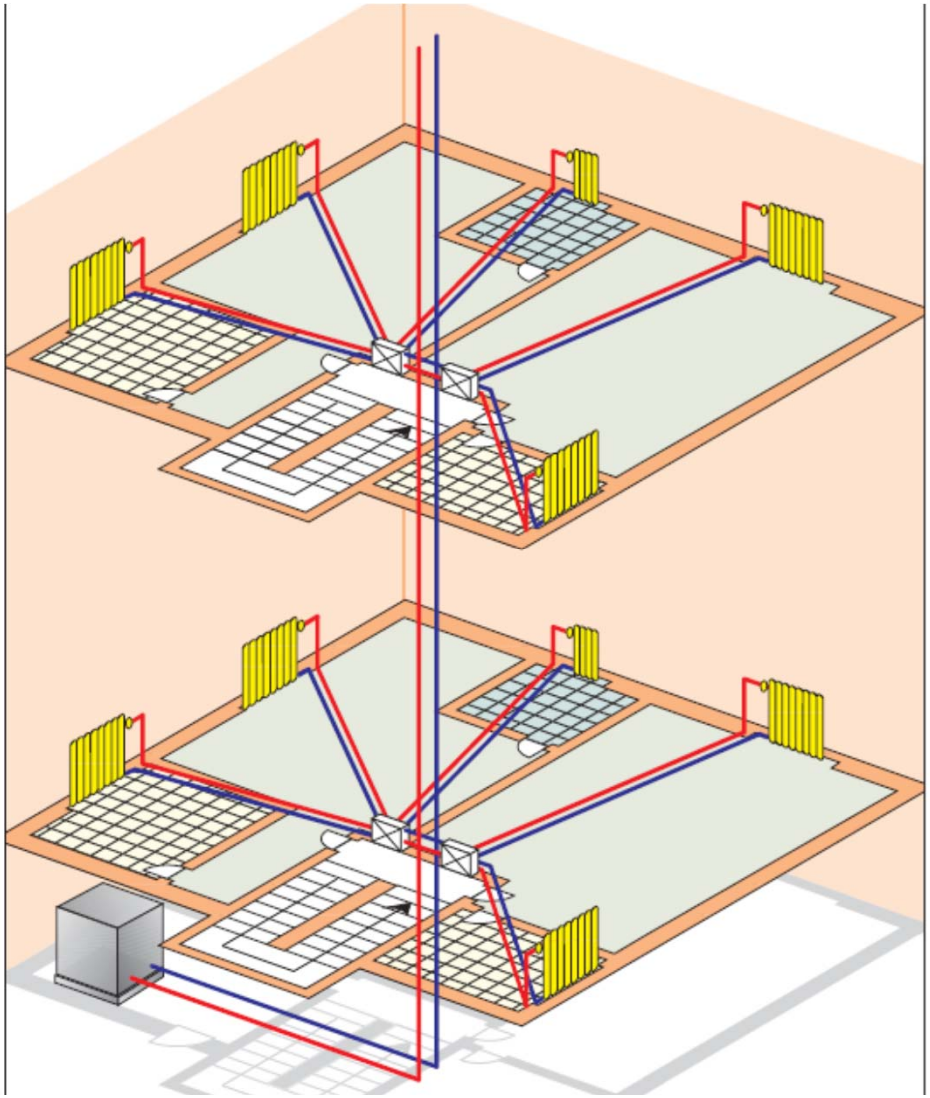




Impianti centralizzati

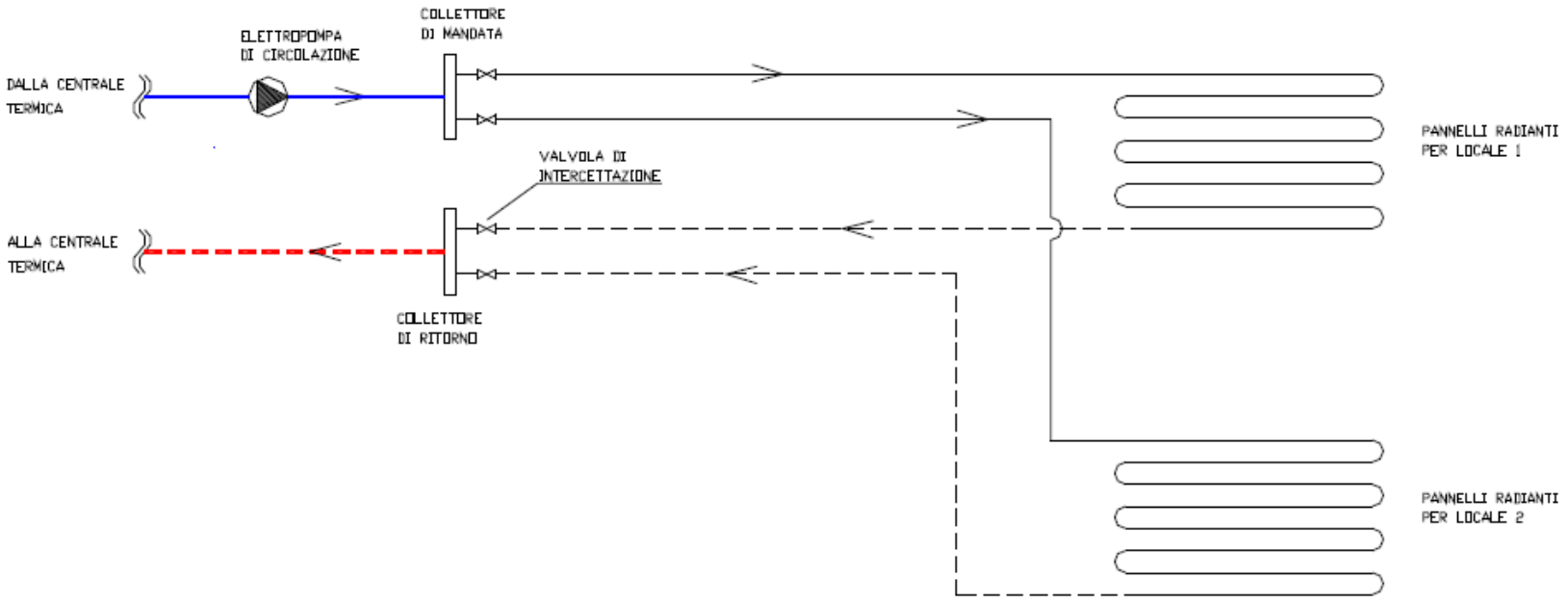
Impianti a collettori, a zone





Reti di distribuzione dell'acqua ai corpi scaldanti

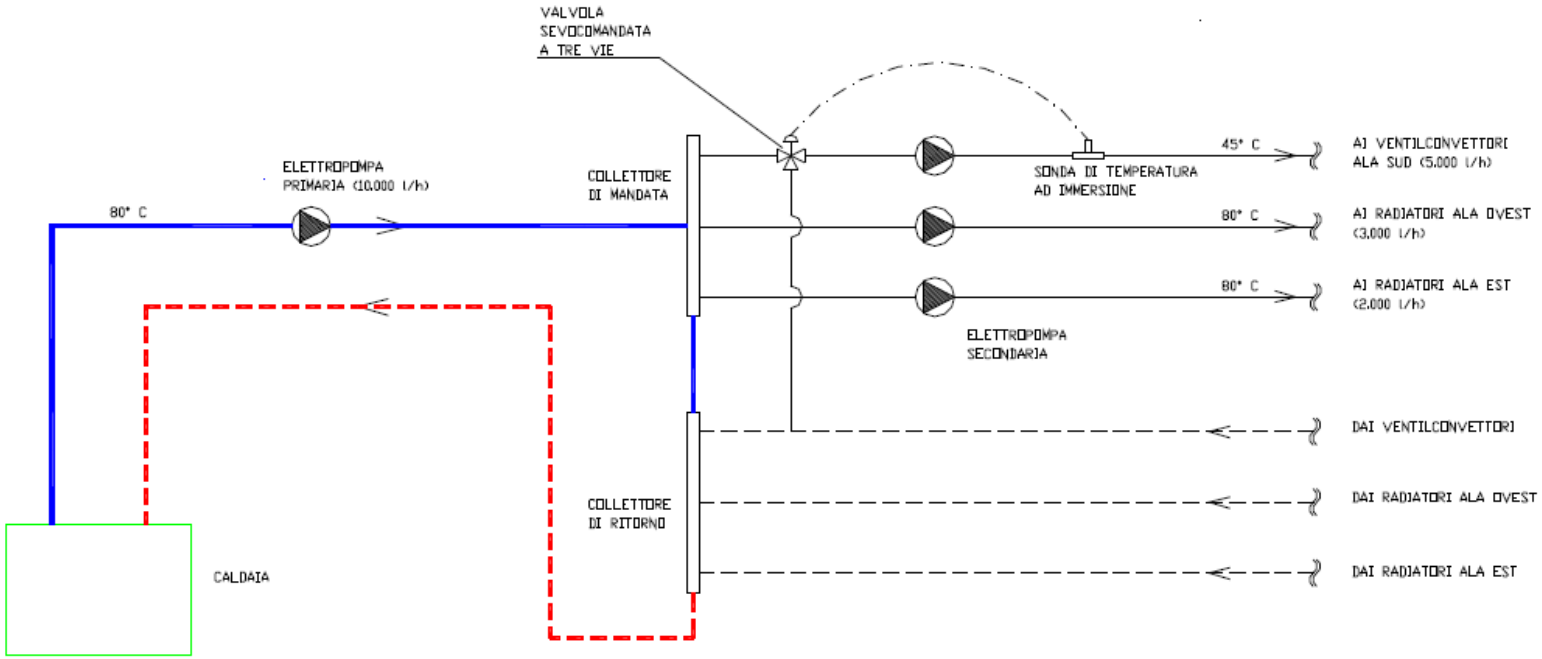
Distribuzione in parallelo per impianti a pannelli radianti



DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA AI PANNELLI RADIANTI MEDIANTE CIRCUITI IN PARALLELO

Circuiti idrici di centrale

Presenza di un circuito primario e di tanti circuiti secondari per le diverse utenze



SCHEMA IDRICO DI CENTRALE CON UN CIRCUITO PRIMARIO
E TANTI CIRCUITI SECONDARI PER LE DIVERSE UTENZE

La produzione di acqua calda sanitaria:

- Pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

Produzione ACS con sistemi a PdC

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

Per produrre A.C.S. **per una doccia servono circa 25 kW**
Una doccia necessita di circa 10-12 litri al minuto, 600-700 litri all'ora, per circa 30° C di salto termico (le caldaie a produzione istantanea sono infatti da 24 kW). Se ci sono 2 bagni, serve una caldaia con un accumulo da 50-100 litri, perché comunque la potenza di una doccia è fornita istantaneamente.
Una **caldaia da 24 kW** carica un **accumulo da 50 litri da 4 a 6 minuti** (dipende dalla temperatura d'accumulo), uno da 100 litri in un tempo doppio.
Per questo periodo la caldaia non alimenta il circuito di riscaldamento, ma l'energia persa è irrisoria e la potenza della caldaia è comunque molto superiore alla richiesta per cui l'impianto recupera.

Produzione ACS con sistemi a PdC

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

Un accumulo da 150 litri a 60 C permette di alimentare una doccia per 11 minuti di fila. La pompa di calore carica l'accumulo in 95 minuti.

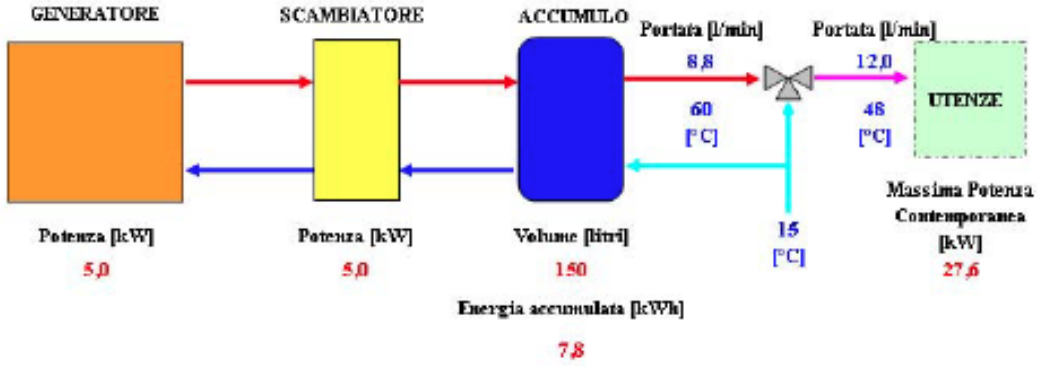
AiCARR

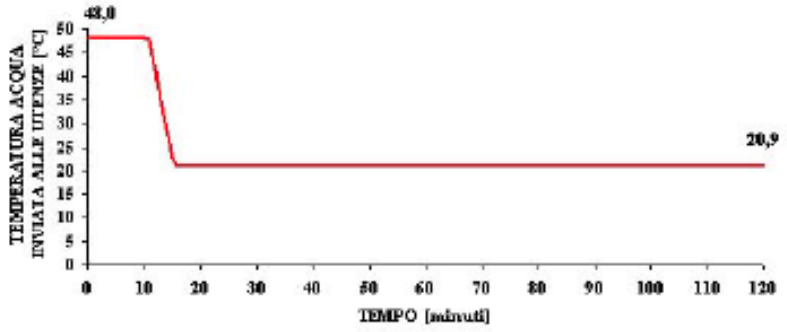
Numero bagni/apparecchi totale	1	
Portata per bagno/apparecchio [litri/min]	12	
Massima contemporaneità	100%	
Massima portata acqua [litri/min]	12,0	
Temperatura utilizzo [°C]	48	
Temperatura acquedotto [°C]	15	
Temperatura produzione [°C]	60	
Volume accumulo [litri]	150	
inizio miscela a % caricamento accumulo	50%	
Tempo in cui avviene la produzione [Minuti]	95	

Temperatura di utilizzo alla max contemporaneità garantita per 10 [minuti] 55 [secondi]

INDIETRO

Valori contemporaneità suggeriti





Produzione ACS con sistemi a PdC

PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

Se i bagni sono 2 l'accumulo diventa da 300 litri e il tempo di carica raddoppia (190 minuti)

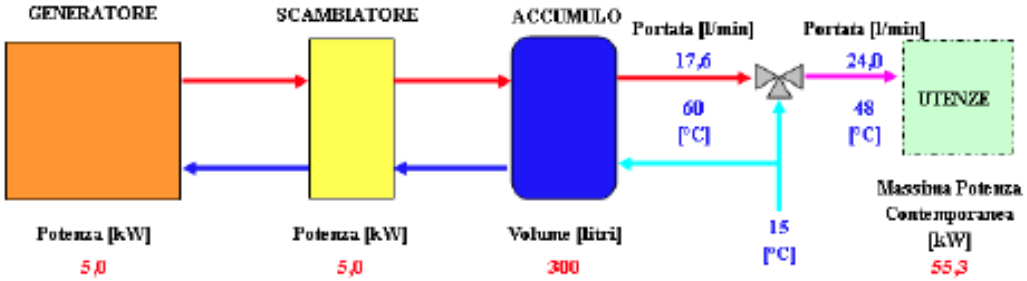
ALCARR

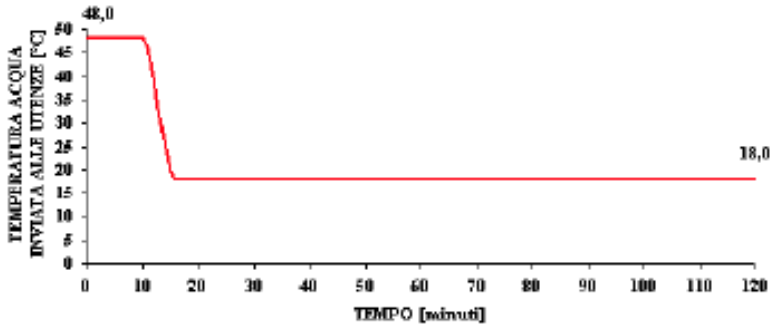
Numero bagni/apparecchi totale	2	
Portata per bagno/apparecchio [litri/min]	12	
Massima contemporaneità	100%	
Massima portata acqua [litri/min]	24,0	
Temperatura utilizzo [°C]	48	
Temperatura acquedotto [°C]	15	
Temperatura produzione [°C]	60	
Volume accumulo [litri]	300	
Inizio miscela a % caricamento accumulo	50%	
Tempo in cui avviene la produzione [Minuti]	190	

Temperatura di utilizzo alla max contemporaneità garantita per 10 [minuti]
45 [secondi]

INDIETRO

Valori contemporaneità suggeriti





Produzione ACS con sistemi a PdC

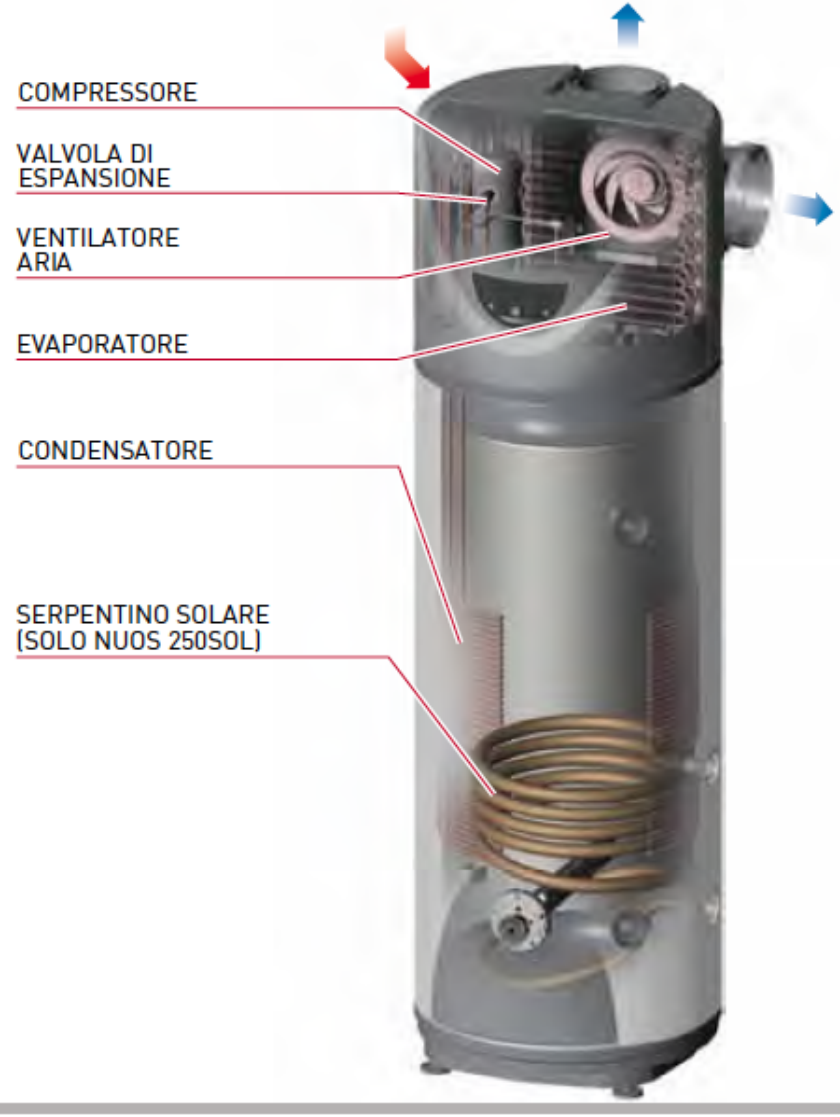
PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA

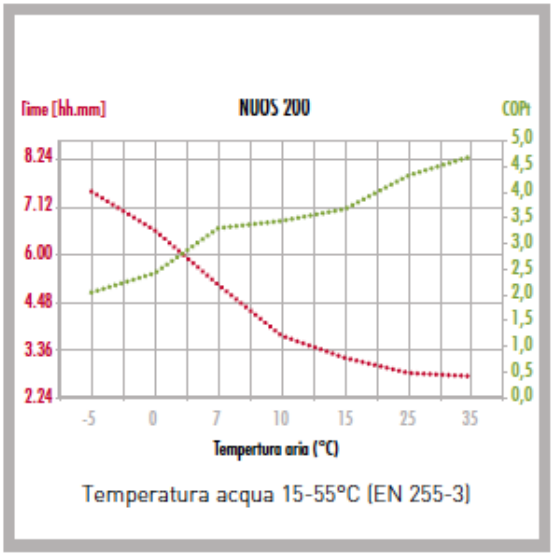
Per tutto il periodo in cui la pompa di calore lavora sul sanitario, non può fornire energia all'impianto.
Torna ad essere un problema energetico. Nel caso di un bagno, l'energia mancante è 11,9 kWh: nel caso di due bagni addirittura 23,8 kWh.
Questa energia qualcuno la DEVE fornire.

SOLUZIONI

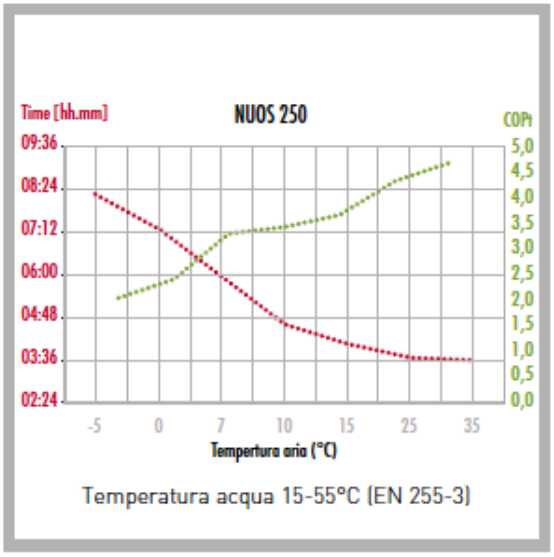
1)Si utilizza una caldaia di supporto
2)Si sfasa la produzione dell'acqua calda sanitaria (se possibile)
3)Si aumenta la potenza della pompa di calore

Produzione ACS con sistemi compatti a PdC: sistemi integrati



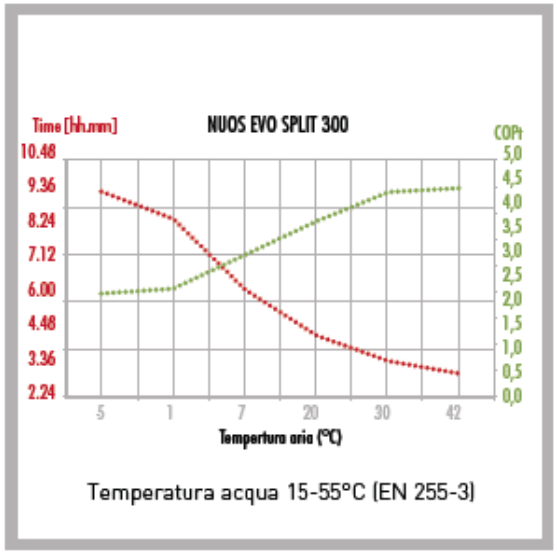


Temperatura acqua 15-55°C (EN 255-3)



Temperatura acqua 15-55°C (EN 255-3)

Produzione ACS con sistemi compatti a PdC: sistemi SPLIT



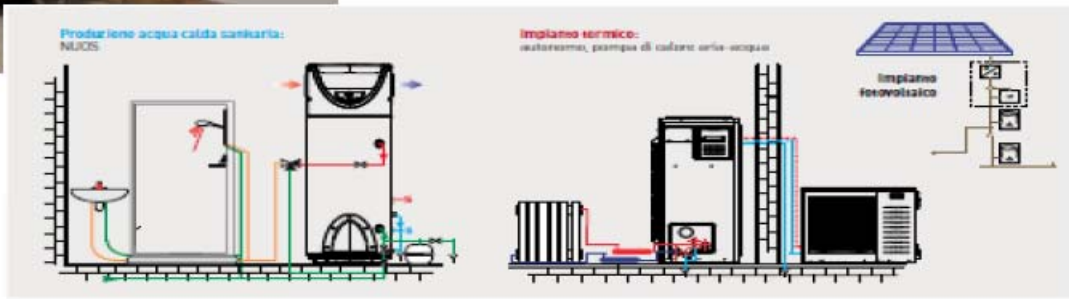
Temperatura acqua 15-55°C (EN 255-3)

Produzione ACS con sistemi compatti a PdC

NUOS 80
Trento

Applicazione	Appartamento in condominio
Produzione acqua calda sanitaria	Esclusivamente NUOS
Riscaldamento ambiente	Caldaia a gas centralizzata
Locale installazione	Bagno

Produzione ACS con sistemi compatti a PdC



NUOS 250
Nereto_Teramo

Applicazione	Villa
Produzione acqua calda sanitaria	Esclusivamente NUOS
Riscaldamento ambiente	Pompa di calore aria-acqua
Locale installazione	Locale tecnico

Produzione ACS con sistemi compatti a PdC

NUOS 120
Borgo S. Lorenzo_Firenze

Applicazione	Centro estetico
Produzione acqua calda sanitaria	Esclusivamente NUOS
Riscaldamento ambiente	Elettrico a pavimento
Locale installazione	Locale tecnico

NUOS 250
Senigallia_Ancona

Applicazione	Parrucchiaria
Produzione acqua calda sanitaria	NUOS e scaldacqua elettrico
Riscaldamento ambiente	Pompa di calore aria-aria
Locale installazione	Magazzino

ESEMPIO APPLICATIVO POMPA DI CALORE R744 PER PRODUZIONE A.C.S.

Il condominio 3 TORRI – Via Lussino,35 Verona. Case popolari

Torre 3

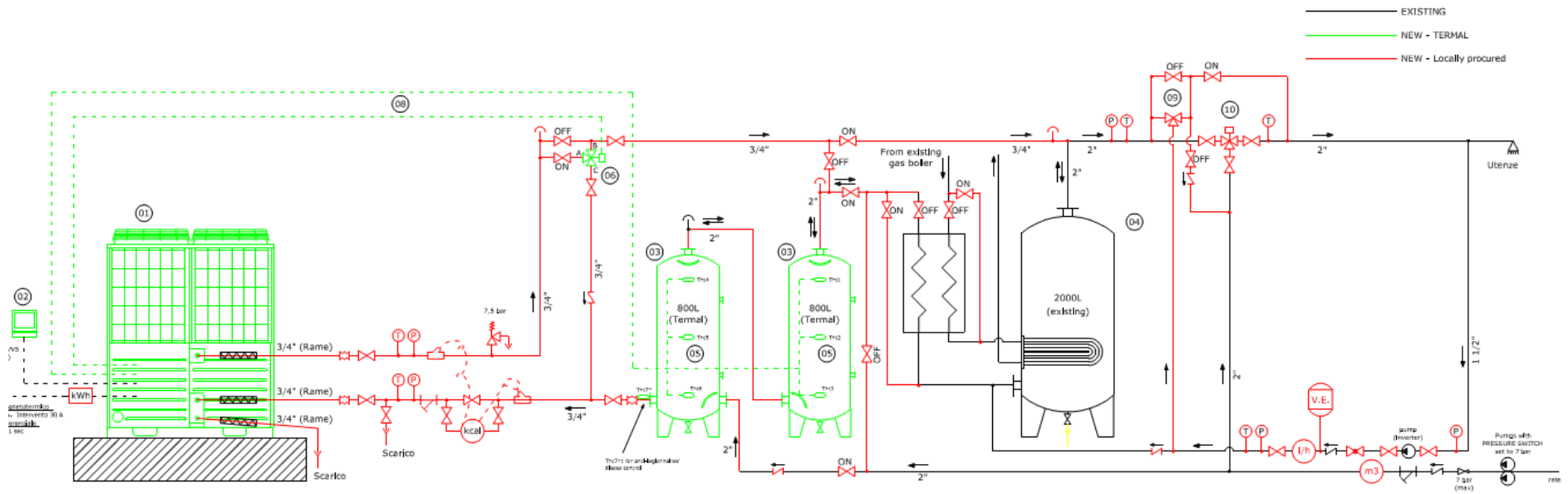
Torre 1

Torre 2

Informazioni sull'utenza

- Tipologia: **condominio case popolari**
- Numero di appartamenti: 117
- Struttura: tre torri da 9 piani ciascuna
- Fabbisogno acs giornaliero medio annuo: 12.300 litri/giorno
- Temperatura di utilizzo: 48 ° C
- Ricircolo: dispersioni energia stimate: 40%

Sistema con Q-ton



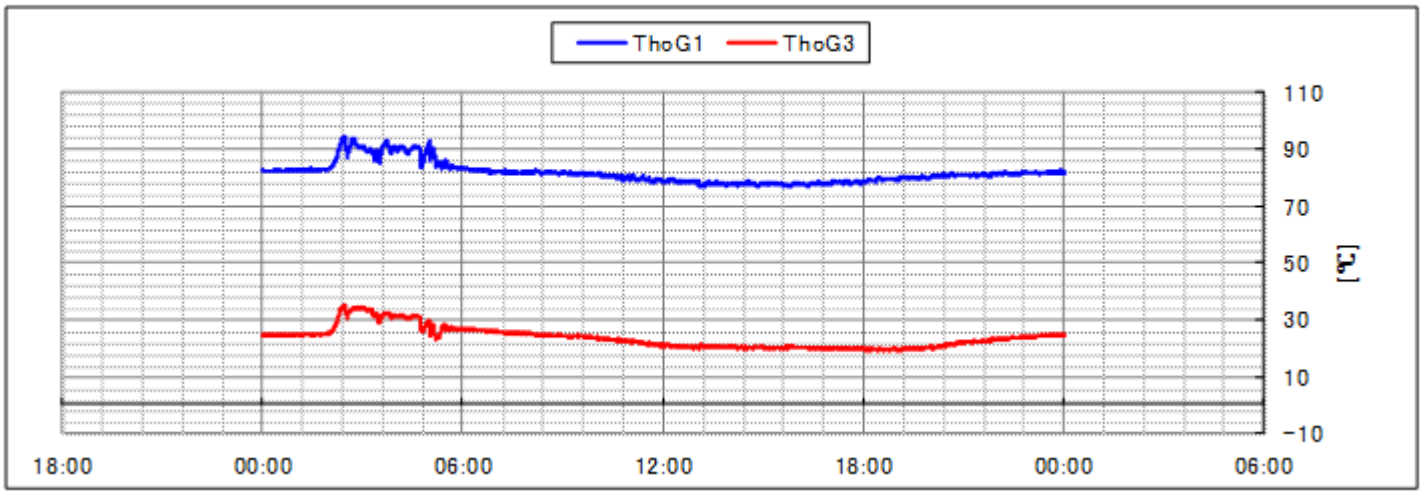
Circuito esistente

Nuova Pompa di calore e serbatoi accumulo termico

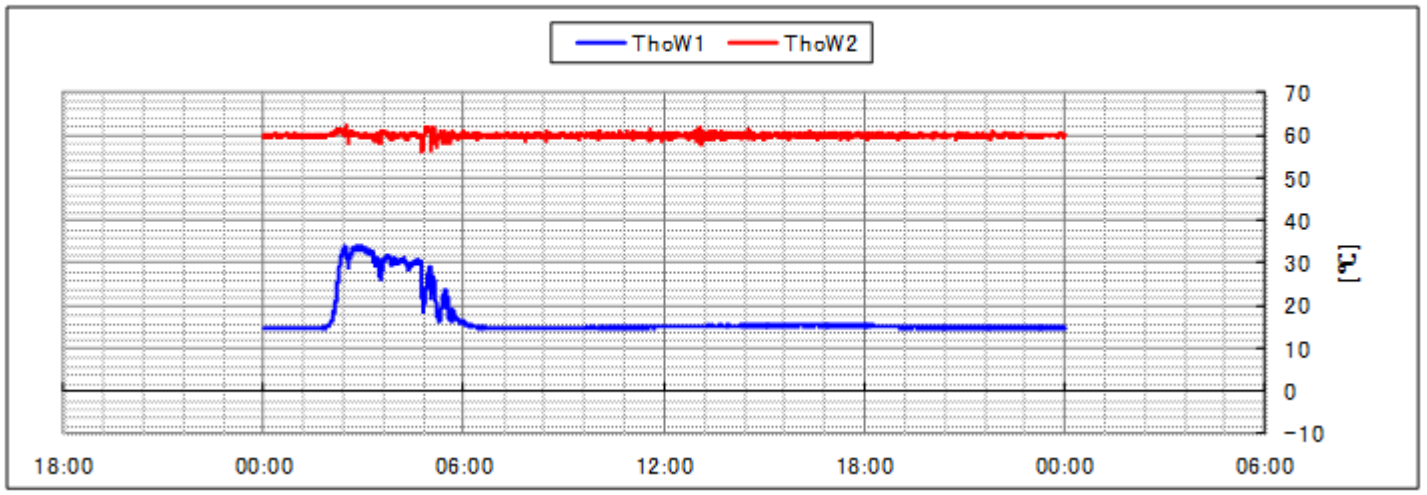
Nuova rete di tubazioni

Prestazioni *rilevate*

Temperatura Gas Cooler – lato gas



Temperatura Gas Cooler – lato acqua



Prestazioni *rilevate*

Dai rilievi fin qui effettuati si riscontrano prestazioni in linea con le aspettative.

COP puntuale (mercoledì 30 marzo 2014, 11:15)

Temperatura aria esterna: 15 ° C
Temperatura acqua in ingresso: 15 ° C
Temperatura acqua prodotta: 60° C
Potenza termica erogata: 31,15 kW
Potenza elettrica assorbita: 7.0 kW
COP: 4.45

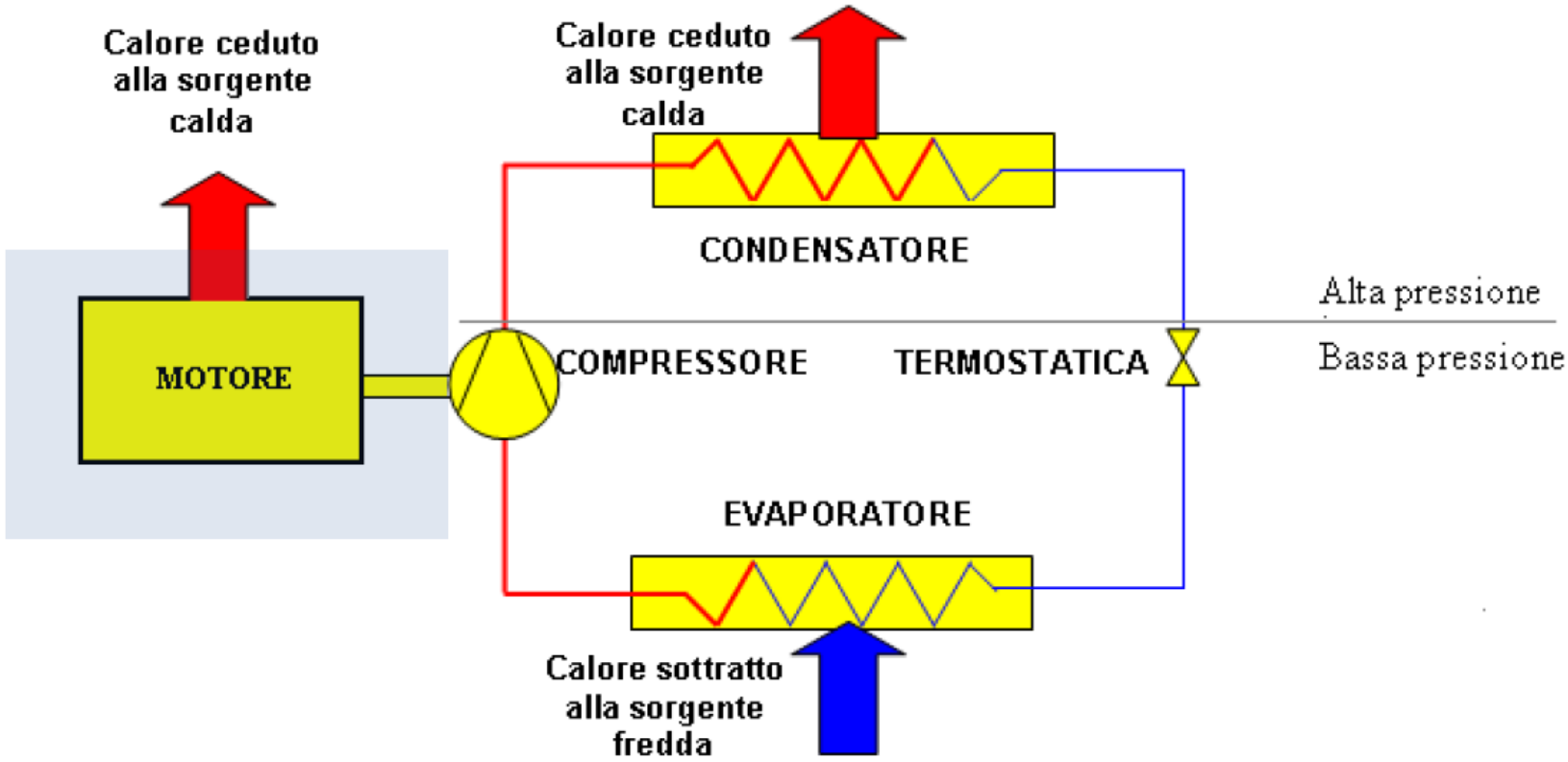
COP medio (da 18 gennaio 2014 a 30 marzo 2014)

Temperatura acqua prodotta: 60° C
Temperatura acqua in ingresso: 13 ° C
Energia termica prodotta: 36.540 kWh
Energia elettrica assorbita: 9.552 kWh
COP_{medio}: 3.83

Altre tipologie di pompe di calore..

Gruppi frigo ad assorbimento

SISTEMA TOTAL ENERGY



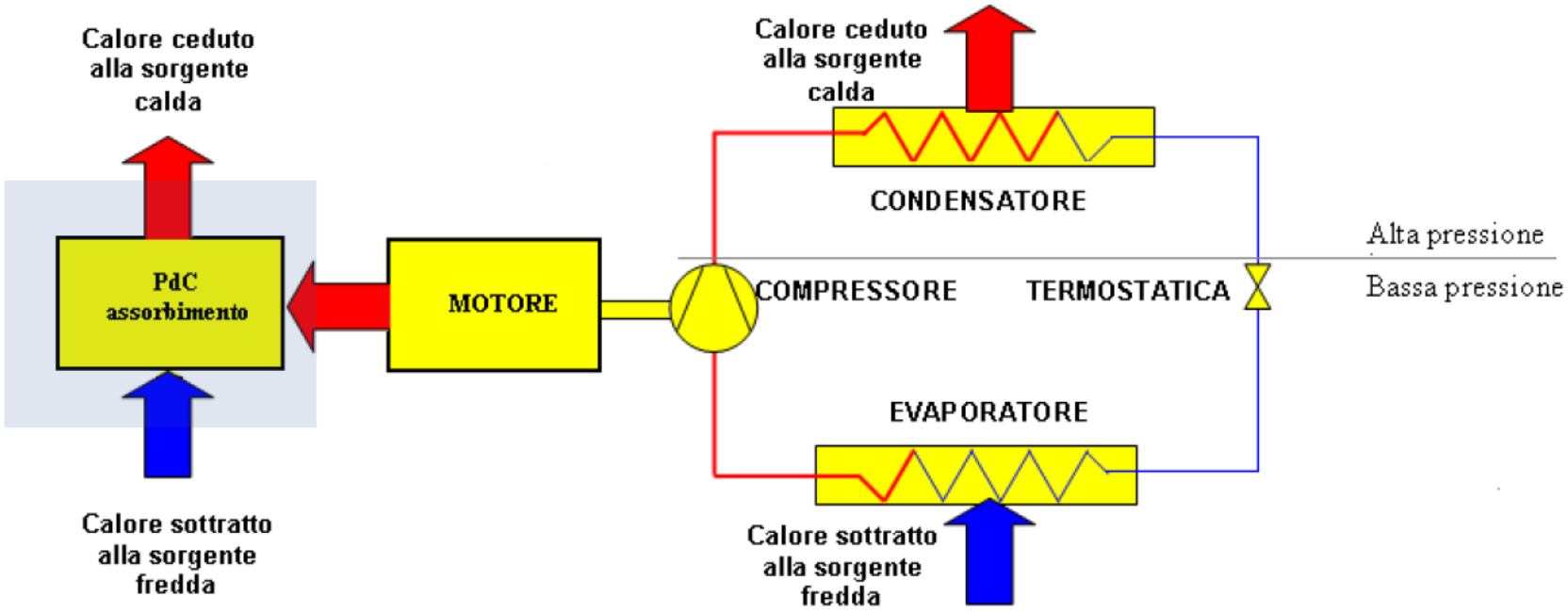
E' un sistema che:

- autoproduce direttamente in loco l'energia per azionare il compressore di una macchina a ciclo inverso
- e contemporaneamente recuperi l'energia termica di scarto per utilizzarla nell'impianto di climatizzazione ,sia direttamente, sia trasformata in energia frigorifera, mediante un ciclo ad assorbimento.

E' formato da:

- Motore endotermico che genera energia meccanica da fornire all'albero del compressore o energia elettrica se accoppiato ad alternatore,
- Da un ciclo frigorifero a compressione
- Da un apparato di recupero dell'energia di scarto
- Eventualmente da un ciclo ad assorbimento

SISTEMA TOTAL ENERGY "trigenerativo"



Il calore di raffreddamento del motore alimenta una pompa di calore ad assorbimento. In questo modo il calore ceduto alla sorgente calda aumenta perché si sfrutta anche l'effetto della pompa di calore ad assorbimento.

Pompa di calore acqua – acqua polivalente

(AIr conditioning with HP CO_2 water-WAter)

CONTAINER F92: pompa di calore acqua – acqua polivalente ad R744 (CO_2)

L'impianto AI.CO.WA. (AIr conditioning with HP CO_2 water-WAter) è stato realizzato al fine di caratterizzare una pompa di calore acqua-acqua che utilizza la CO_2 (R744) come refrigerante.

Fluido (miscele)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO_2 = 1 100 anni	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C (R 32/125/134a	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700	A1
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1	B2
R 290 (propano)	0	3	20	A3

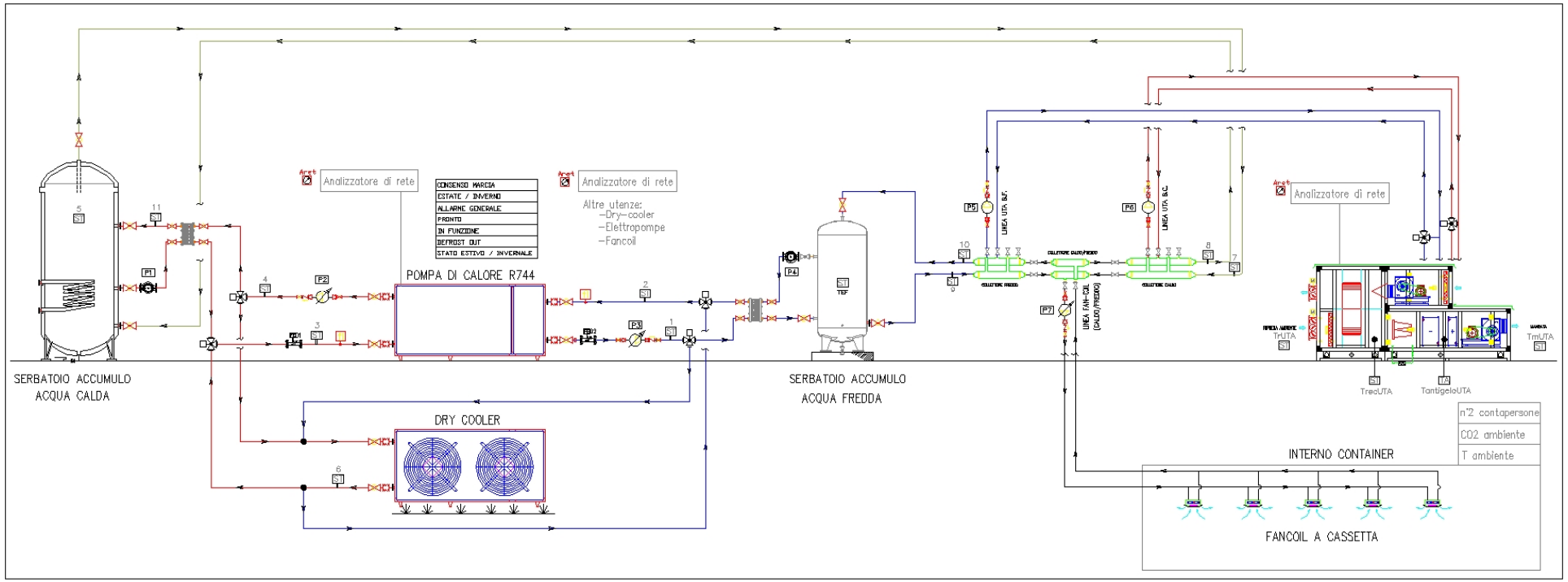
ODP (potenziale di distruzione dell'ozono) - GWP (potenziale di riscaldamento globale)

Es. un gas con GWP_{100} pari a 1.500, significa che 1 Kg di questo gas introdotto in atmosfera, in 100 anni, causerà lo stesso effetto serra di 1.500 Kg di anidride carbonica (CO_2).

Si deduce facilmente che **più basso è il valore GWP minore è l'impatto del gas sull'effetto serra**.

CONTAINER F92: pompa di calore acqua – acqua polivalente ad R744 (CO_2)

PROGETTAZIONE IMPIANTO DI TEST



CONTAINER F92: COMPONENTI IMPIANTO

POMPA DI CALORE POLIVALENTE CO_2
P el = 13 kW
P frig = 27 kWf con acqua-glicole al 43%
P term = 30 kWt con acqua-glicole al 43%
Massima pressione esercizio = 110 bar

UTA
P batteria calda = 18 kW
P batteria fredda = 18 kW
P el assorbita = 1,89 kW
Q aria = 2000 m^3/h
H mandata = 250 Pa

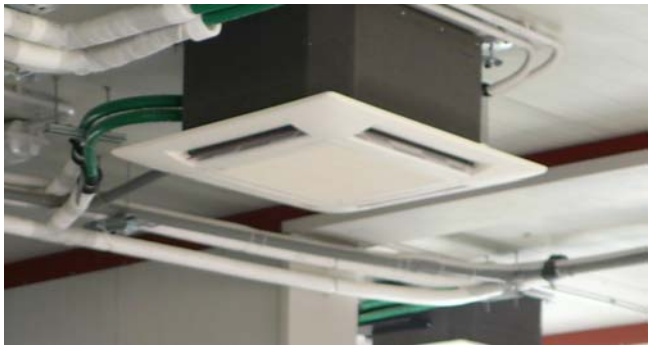
RECUPERATORE
P rec inv = 11 kWTh
P rec est = 4,5 kWf
η rec = 76%

DRY COOLER
Fluido: glicole e acqua , 43 % di glicole
P est diss = 66 kW
P inv diss = 22 kW
Volume = 44 dm^3
Q aria = 36000 m^3/h
Massima pressione = 1,2 MPa
P el = 3,5 kW

CONTAINER F92: COMPONENTI IMPIANTO

VENTILCONVETTORI

P tot = 2,5 kW
P frig = 2,31 kWf
P term = 3,49 kWt
P el = 60 W
Q aria = 520 m^3/h
Q acqua = 430 m^3/h



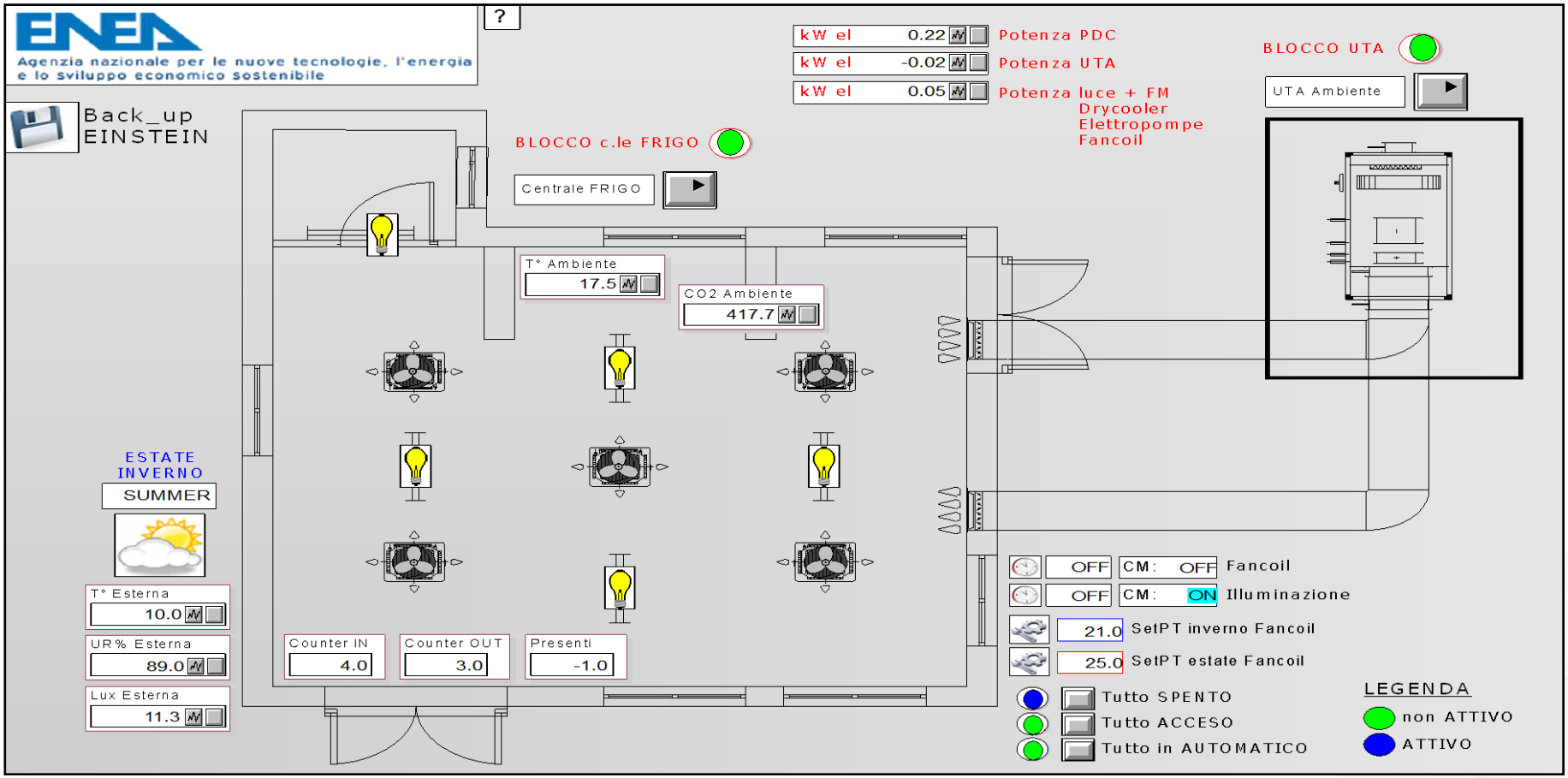
SERBATOI DI ACCUMULO

(caldo e freddo)
Capacità = 1500 L

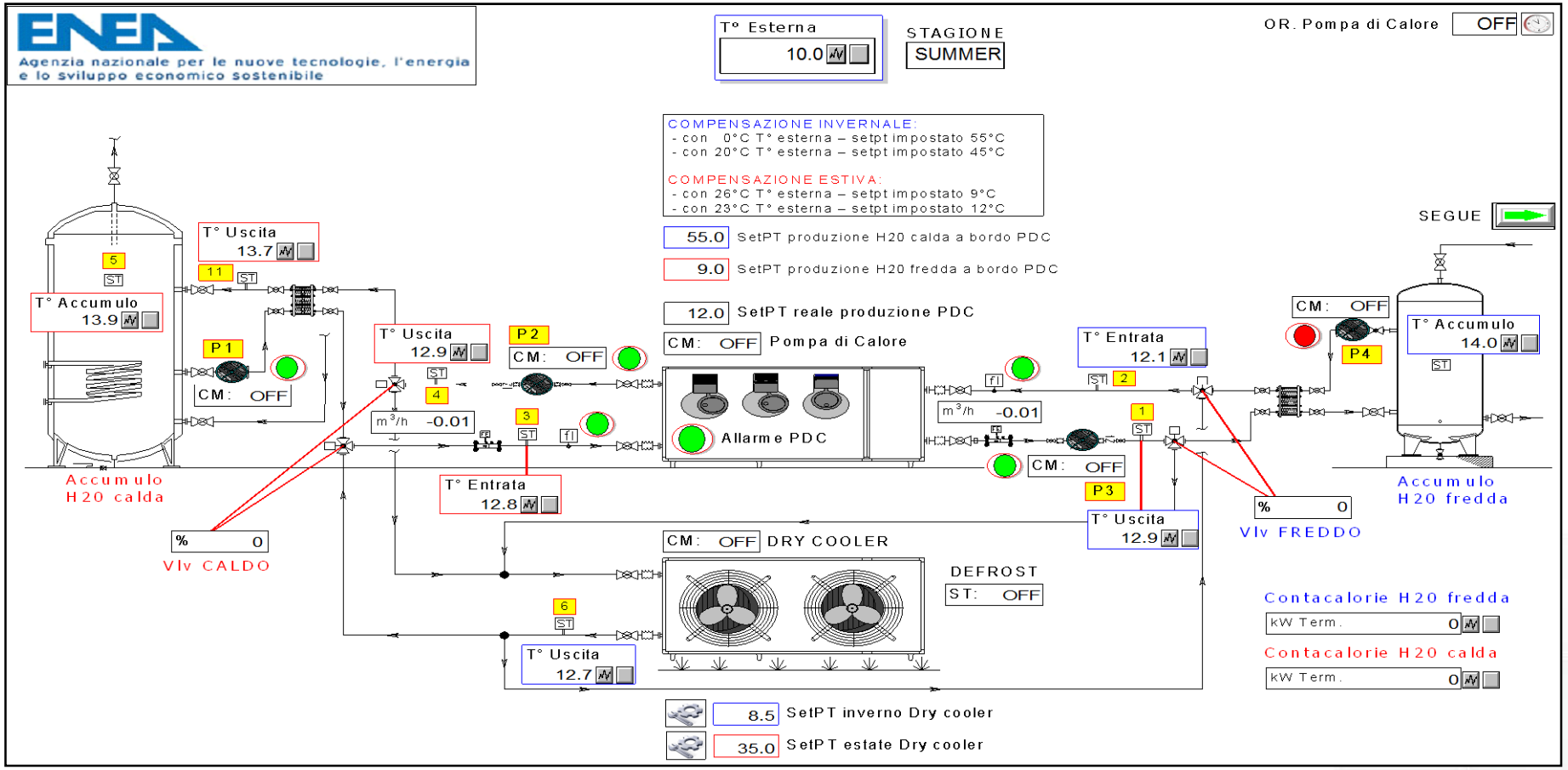
SCAMBIATORI DI CALORE A PIASTRE

(caldo e freddo)
P = 30 kW
Superficie scambio termico = 8 m^2

CONTAINER F92: progettazione sistema di acquisizione



CONTAINER F92: progettazione sistema di acquisizione



POMPA DI CALORE ARIA – ARIA

ROOF TOP

(AIr conditioning with HP CO_2 AIR-AIR)

EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO_2)

Il roof top è installato a servizio dell'edificio F76, avente superficie complessiva pari a S=215 m^2, garantendo sia il comfort termoigrometrico invernale ed estivo che il corretto ricambio d'aria all'interno dei 10 uffici presenti nell'edificio.

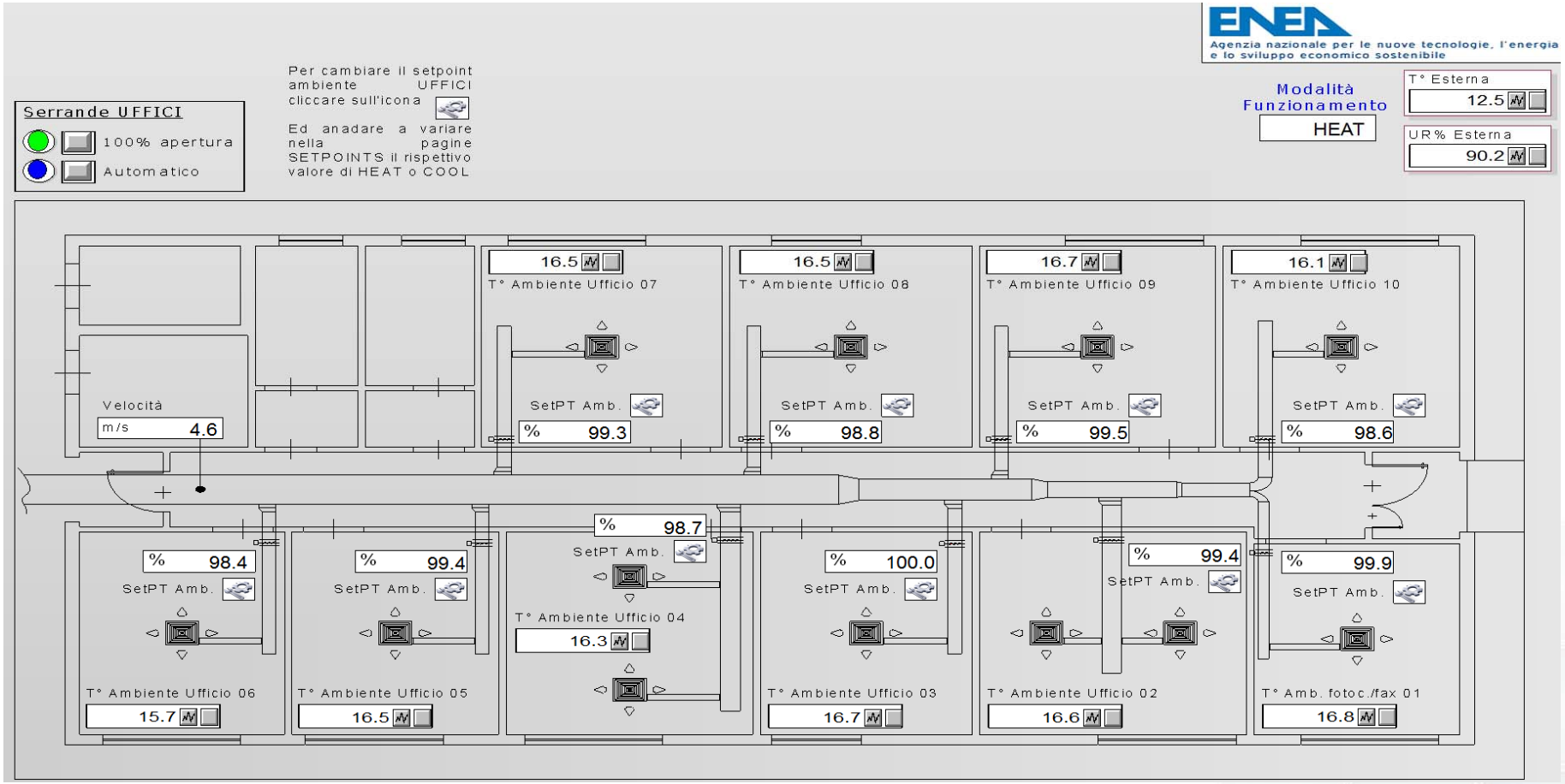
Pompa di calore a CO_2 (R744): CIRCUITO FRIGORIFERO

EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO_2)

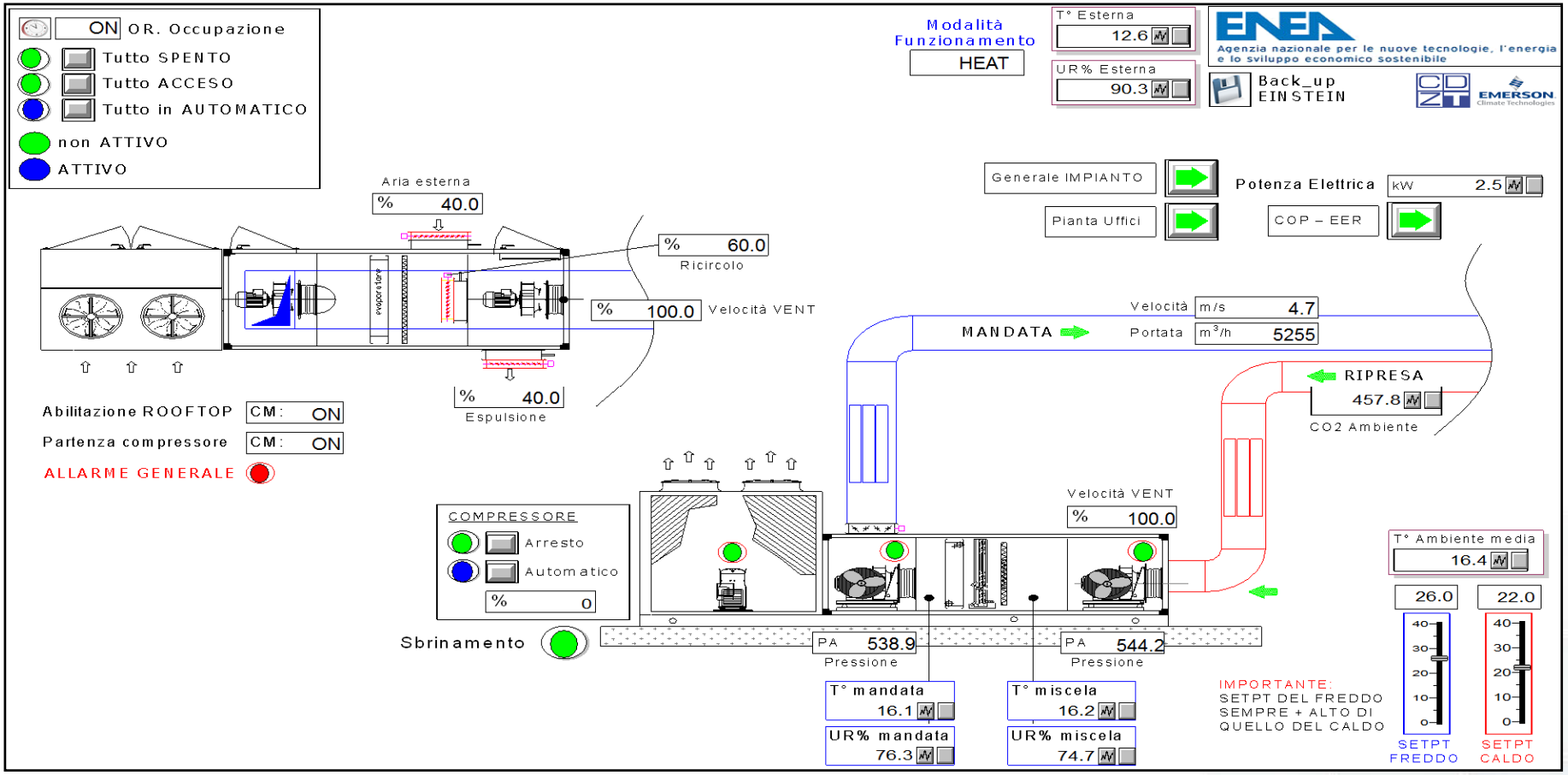
FUNZIONAMENTO ESTIVO (temperatura esterna +35° C)
-Capacità frigorifera 38,5 kW_f con aria in +27° C / out +16° C
-Lato condensatore: aria in +35° C / out +50° C

FUNZIONAMENTO INVERNALE (temperatura esterna +5° C)
-Capacità termica 36,3 kW_t con aria in +16° C / out +34° C
-Lato evaporatore: aria in +2° C / out -2° C

EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO_2): Progettazione impianto climatizzazione servito da Roof Top



EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO_2): Rilievo dati sperimentali

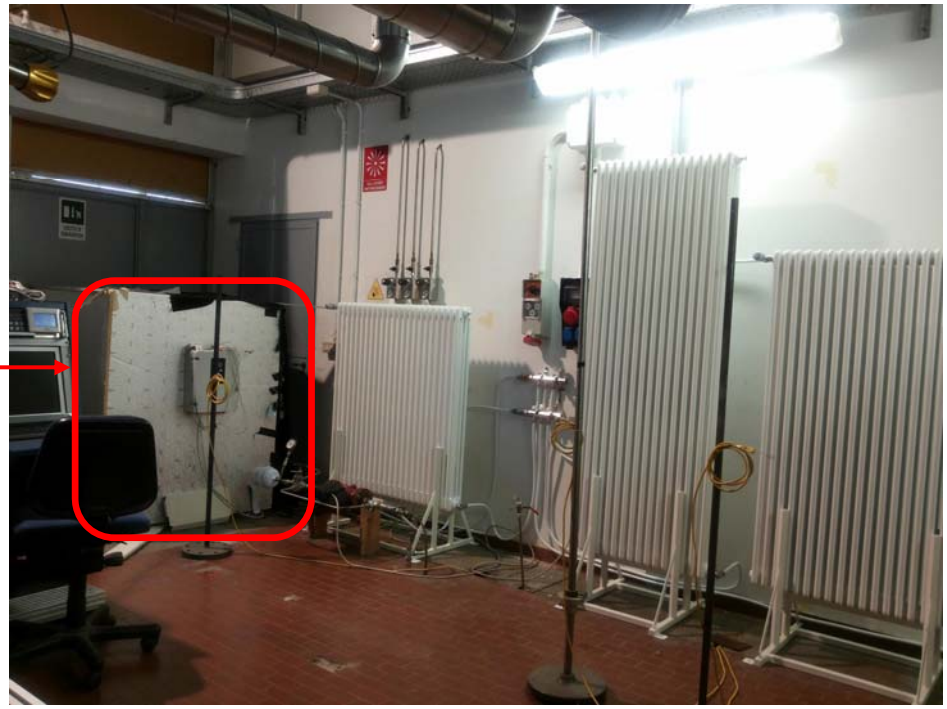


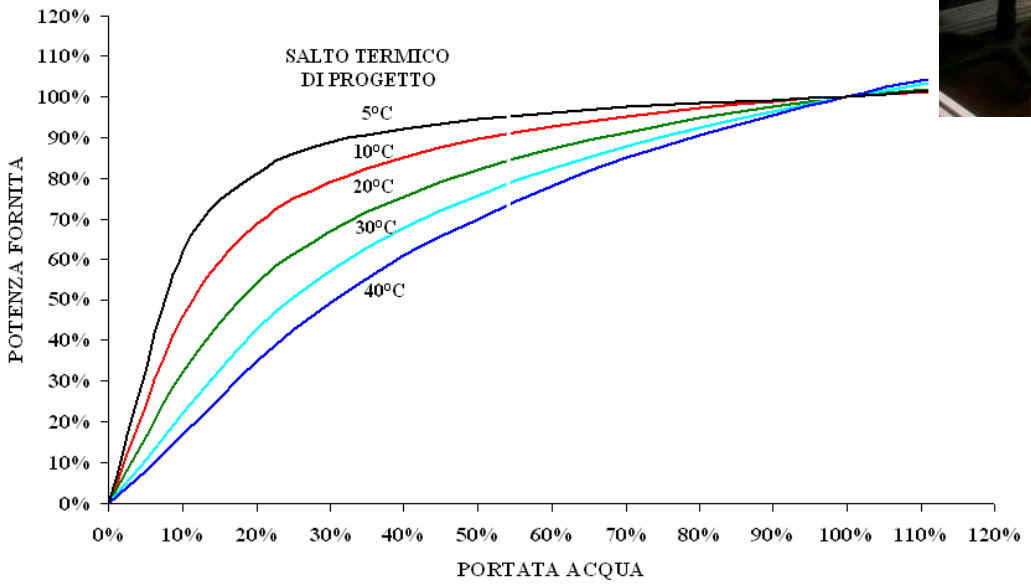
IMPIANTO RADIATORI AD ELEVATO SALTO TERMICO ABBINATI A PDC AD R744

RADIATORI AD ELEVATO SALTO TERMICO

- pompa di calore a CO_2 (**R744**) aria – acqua;
- tre radiatori multi colonna tubolare in acciaio;
- sistema di regolazione dei radiatori;
- sistema di monitoraggio ed acquisizione dati.

Potenza termica = 4,5 kW
T aria esterna = 7° C;
TiW= 30° C;
TuW= 50° C.

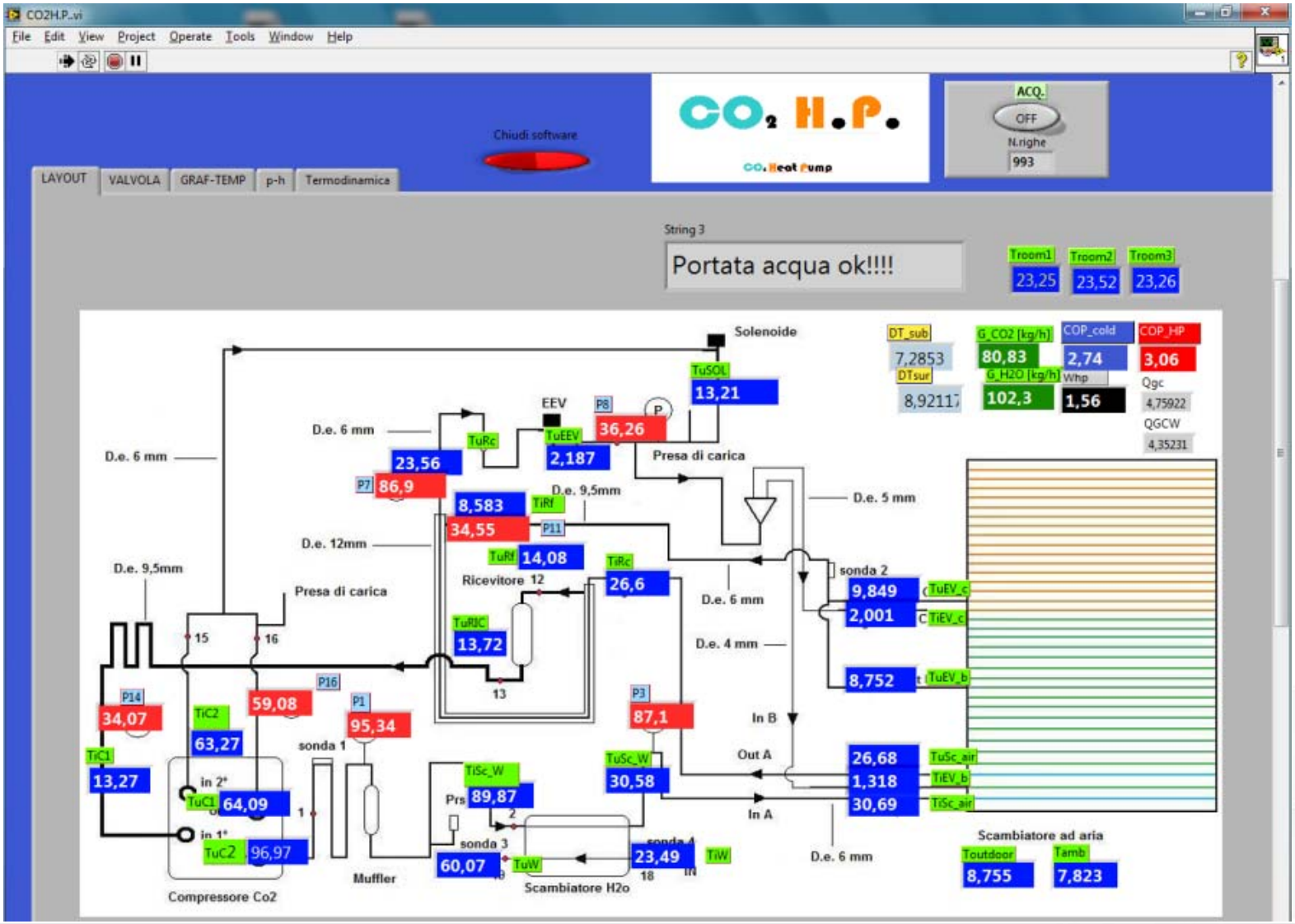




Una pompa di calore a CO_2 è in grado di produrre acqua ad **elevata temperatura**.
Il **COP** di una pompa di calore a CO_2 diminuisce all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina. Una **temperatura dell'acqua di ritorno dai terminali** sufficientemente bassa si può ottenere solo con una regolazione che permetta una **modulazione continua** e con un circuito a portata d'acqua variabile.

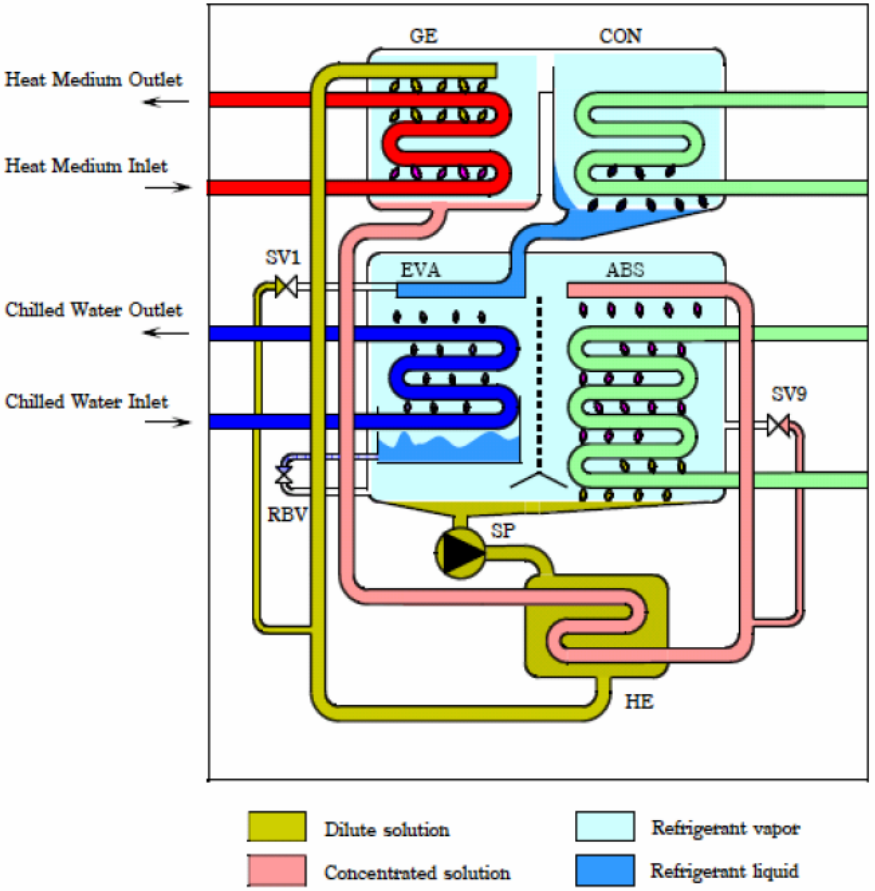
RADIATORI AD ELEVATO SALTO TERMICO

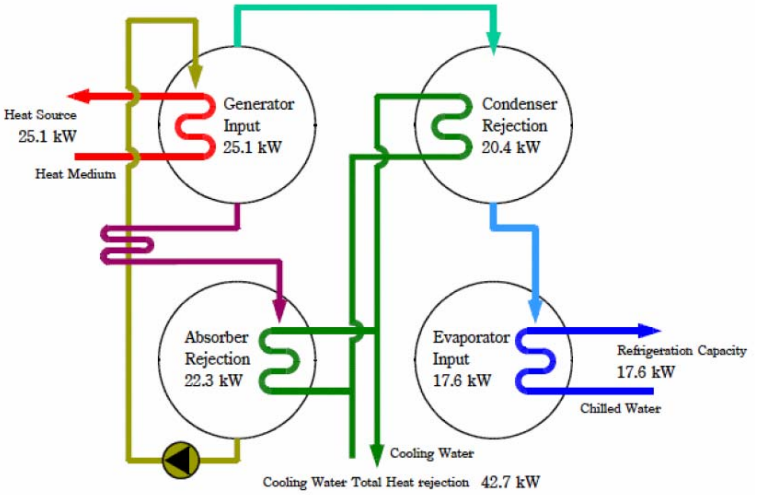
PROGETTAZIONE SISTEMA DI ACQUISIZIONE IN LABVIEW:



Gruppi frigo ad assorbimento:

Schema di funzionamento gruppo frigo ad assorbimento acqua – bromuro di litio





GE: Generator
CON: Condenser
ABS: Absorber
EVA: Evaporator
SP: Solution Pump
HE: Heat Exchanger
SV9: Concentrated Solution Bypass Valve
SV1: Refrigerant Freeze Protection Valve
RBV: Refrigerant Blow Valve

Temperatura	[° C]
T Heat Medium Inlet	88
T Heat Medium Outlet	83
Chilled Water Inlet	12,5
Chilled Water Outlet	7
Cooling Water Inlet	31
Cooling Water Outlet	35

http://www.maya-airconditioning.com/modules/prodacqua/animazione_ciclo.html

Potenza elettrica assorbita: 48 [W]

RIFERIMENTI:

- IMPIANTI TERMICI: CONCETTI INNOVATIVI DALLA NORMATIVA VIGENTE
  Assotermica
- Termopompe. Informazioni tecniche

Elco

- Pompe di calore aria-acqua

IDM-Energiesysteme GmbH

- Manuale tecnico, Istruzioni per l'uso. TERRA HGL/BA

IDM ENERGIESYSTEME GMBH Matrei

-Quaderni Caleffi

Le reti di distribuzione

-Pompe di calore

Prof. Renato Lazzarin

- Gli impianti a pompa di calore: cosa cambia alla luce del D.Lgs. 28/11

Ing. Michele Vio

- Impianti di climatizzazione ad acqua

Prof. Gianfranco Cellai

- Impianti ad alta efficienza energetica: soluzioni e metodi di calcolo
  Prof. Alfonso Capozzoli
- Utilizzo dei radiatori in alluminio per la riqualificazione energetica degli edifici esistenti
  Global Radiatori

RIFERIMENTI:

- **Alfea: pompa di calore aria-acqua**
  Atlantic
- **CASO STUDIO CONCORSO VIESSMANN: Progettare la riqualificazione efficiente: esempi vincenti di integrazione edificio-impianto**
  Ing. Mauro Braga
- **Pompa di calore per acqua sanitaria: l'evoluzione eco-efficiente**
  Gabriele Di Prenda
- **Quaderni Caleffi**
  Le reti di distribuzione
- **Pompe di calore per riscaldamento, condizionamento e acqua calda sanitaria**
  Rossato Group
- **Sistemi misti in pompa di calore come soluzione per ristrutturazione e nuovi edifici a basso consumo**
  Domenico Zanchetta – Argoclima Spa

Edifici Industriali.
Efficienza energetica negli edifici industriali ed applicazioni delle pompe di calore

ENEA
AGENZIA NAZIONALE PER LE NUOVE TECNOLOGIE, L'ENERGIA E LO SVILUPPO ECONOMICO SOSTENIBILE

Le nostre attività di ricerca e sviluppo:

RICERCA DI BASE

- Scambio termico in micro canali
- Nano-Fluidi
- Wick Heat Pipe
- Sistemi di accumulo termico a cambiamento di fase
- Scambiatori a layer adsorbenti a raffreddamento evaporativo indiretto
- Analisi di efflusso in bifase

RICERCA APPLICATA

- Il Solar Cooling
- Pompe di calore ad assorbimento acqua-ammoniaca
- Pompe di calore a compressione R744 (CO2)
- Pannelli solari a Heat Pipe
- Pompe di calore elioassistite
- Impianti Geotermici
- Laboratorio qualificazione componenti solari
- Sistemi di regolazione, monitoraggio e controllo
- Sistemi Desiccant-Cooling
- Impianti di cogenerazione e trigenerazione

HOME
CHI SIAMO
CONTATTI
DOVE SIAMO
MAPPA DEL SITO
cerca
climatizzazione con fonti rinnovabili
Questo portale ha lo scopo di diffondere i risultati delle attività ENEA in questo settore nell'ambito della "Ricerca di sistema elettrico".
Approfondisci >>
ENEA
Ministero dello Sviluppo Economico
RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO
Laboratori & Impianti
Formazione
Pubblicazioni
Archivio Eventi & News
Strumenti e Software
Downloads
Link Utili
CLIMATIZZAZIONE: GLI SCENARI
How does Solar Cooling Work?
Pannelli solari a HEAT PIPE
Gli heat pipe applicati ai sistemi di condizionamento estivo
Negli ultimi anni, la domanda di elettricità nel periodo estivo ha raggiunto picchi estremi per l'uso eccessivo dei tradizionali condizionatori d'aria, fino a causare talvolta dei black out della rete elettrica. Per ovviare a ciò, è necessario sfruttare, con il massimo rendimento ottenibile, l'energia solare producendo acqua calda a temperature superiori ai 100°C attraverso il progetto e lo sviluppo
ENEA
Una casa intelligente per la formazione profe
ENERGIE RINNOVABILI
Una "casa intelligente" per la formazione professionale
0:00 / 2:32

Referente scientifico:
Ing. Andrea Calabrese
andrea.calabrese@enea.it

Grazie per l'attenzione

http://www.climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it/